ATZ/MTZ-Fachbuch



Jürgen Stoffregen

Motorradtechnik

Grundlagen und Konzepte von Motor, Antrieb und Fahrwerk

9. Auflage

Springer Vieweg

ATZ/MTZ-Fachbuch

In der Reihe ATZ/MTZ-Fachbuch vermitteln Fachleute, Forscher und Entwickler aus Hochschule und Industrie Grundlagen, Theorien und Anwendungen der Fahrzeug- und Verkehrstechnik. Die komplexe Technik, die moderner Mobilität zugrunde liegt, bedarf eines immer größer werdenden Fundus an Informationen, um die Funktion und Arbeitsweise von Komponenten sowie Systemen zu verstehen. Fahrzeuge aller Verkehrsträger sind ebenso Teil der Reihe, wie Fragen zu Energieversorgung und Infrastruktur.
Das ATZ/MTZ-Fachbuch wendet sich an Ingenieure aller Mobilitätsfelder, an Studierende, Dozenten und Professoren. Die Reihe wendet sich auch an Praktiker aus der Fahrzeug- und Zulieferindustrie, an Gutachter und Sachverständige, aber auch an interessierte Laien, die anhand fundierter Informationen einen tiefen Einblick in die Fachgebiete der Mobilität bekommen wollen.

Jürgen Stoffregen

Motorradtechnik

Grundlagen und Konzepte von Motor, Antrieb und Fahrwerk

9., vollständig überarbeitete und ergänzte Auflage

Springer Vieweg

Jürgen Stoffregen
Olching, Deutschland

ATZ/MTZ-Fachbuch
ISBN 978-3-658-07445-6 ISBN 978-3-658-07446-3 (eBook)
https://doi.org/10.1007/978-3-658-07446-3

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über http://dnb.d-nb.de abrufbar.

Springer Vieweg
© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 1995, 1996, 1998, 2001, 2004, 2006, 2009, 2012, 2018
Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die nicht ausdrücklich vom Urheberrechtsgesetz zugelassen ist, bedarf der vorherigen Zustimmung des Verlags. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Bearbeitungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.
Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.
Der Verlag, die Autoren und die Herausgeber gehen davon aus, dass die Angaben und Informationen in diesem Werk zum Zeitpunkt der Veröffentlichung vollständig und korrekt sind. Weder der Verlag noch die Autoren oder die Herausgeber übernehmen, ausdrücklich oder implizit, Gewähr für den Inhalt des Werkes, etwaige Fehler oder Äußerungen. Der Verlag bleibt im Hinblick auf geografische Zuordnungen und Gebietsbezeichnungen in veröffentlichten Karten und Institutionsadressen neutral.

Einbandabbildung: BMW Motorrad

Gedruckt auf säurefreiem und chlorfrei gebleichtem Papier

Springer Vieweg ist ein Imprint der eingetragenen Gesellschaft Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH und ist ein Teil von Springer Nature.
Die Anschrift der Gesellschaft ist: Abraham-Lincoln-Str. 46, 65189 Wiesbaden, Germany

BOSCH
Technik fürs Leben

Erste Wahl für Energieeffizienz, Sicherheit, Komfort und Fahrspaß

Mobility Solutions von Bosch

Vernetzungssysteme

Assistenzsysteme

Antriebssysteme und Elektrifizierung



Mit innovativer Technik und einem umfassenden Portfolio für Antriebs-, Fahrerassistenz- und Infotainment-Systeme bietet Bosch Komplettlösungen für die Zwei- und Dreiradmobilität als auch für Powersports-Fahrzeuge. Hohe Qualität und globale Präsenz sind Voraussetzungen, um auch in Zukunft Mobilität aktiv zu gestalten – sie sicherer, komfortabler und effizienter zu machen und zu vernetzen. Die besondere Stärke von Bosch liegt in der Ganzheitlichkeit der Systemtechnik. Dafür kombiniert Bosch Systeme und Services zu umfassenden Mobilitätslösungen.

http://www.bosch-motorcycle.com

Vorwort zur 9. Auflage

Das Fachbuch Motorradtechnik erschien erstmals 1995 und etablierte sich sehr schnell zum Standardwerk. Es ist nach Kenntnis von Verlag und Autor das weltweit einzige Buch, das alle Fachthemen der Motorradtechnik umfassend in einer gesamthaften Darstellung behandelt. Es wurde annähernd 30.000 mal als gebundenes Exemplar verkauft und in den download-Zahlen der elektronischen Version für Hochschulen rangiert es unter den Top 3. Die vorliegende *9. Buchauflage* wurde vollständig überarbeitet. Durch die Aufnahme aktueller Entwicklungs- und Technikthemen ist das Werk im Umfang nochmal erheblich gewachsen. Viele Bilder der vorigen Auflage wurden durch modernere Darstellungen aktualisiert oder ergänzt, und es wurden viele weitere Abbildungen zusätzlich aufgenommen. Komplett neu sind auch die Ausführungen zum *Bordnetz*, den *elektrischen und elektronischen Systemen* sowie zur *Fahrwerkselektronik*. Dem beschleunigtem Einzug von Assistenzsysteme und aktiver Fahrdynamik-Regelung in moderne Motorräder wird damit Rechnung getragen. Auch das Thema *Fahrdynamik* wurde ausgeweitet, sowie bei den ABS-Systemen die neuesten Entwicklungen um das „Kurven-ABS“ behandelt. Deutlich ausgedehnt und neu gefasst wurde zudem das Kapitel über *Einspritzung und Motormanagement*. Das jetzt sehr viel ausführlichere Kapitel über Abgasschadstoffe beschäftigt sich in größerer Tiefe mit den Grundlagen und Mechanismen, die zur Schadstoffbildung führen sowie mit der aktuellen Gesetzgebung. Trotz der Neuaufnahme dieser zahlreichen Themen wurden die bewährte Struktur und das Layout beibehalten.

Entstanden ist dieses Buch ursprünglich aus der gleichnamigen Lehrveranstaltung, die der hauptberuflich bei *BMW* in der Motorradentwicklung tätige Autor seit nunmehr 30 Jahren an der Hochschule München und seit fast 10 Jahren auch an der Technischen Universität Dresden hält. Zielgruppe sind aber nicht nur Studierende von Fach- und Hochschulen, sondern auch Zweiradmechaniker und Meister, sowie alle an Technik interessierten Motorradfahrer. Durch den Verzicht auf schwierige mathematische Herleitungen zugunsten anschaulicher statt rein theoretischer Zusammenhänge, bleibt es für jeden, der ein technisch-physikalisches Grundverständnis hat, leicht lesbar. Notwendige Grundlagen werden allgemein verständlich erläutert und können zudem im *Glossar technischer Grundbegriffe* am Ende des Buches nachgeschlagen werden. Viele Zuschriften zeigen, dass dieses duale Konzept bei allen Lesern sehr gut ankommt und seinem Anspruch gerecht wird: Die Technik moderner Motorräder *verständlich* und fesselnd im *Gesamtzusammenhang* darzustellen.

Es bleibt dem Autor ein persönliches Anliegen statt trockener Theorie anwendbares Praxiswissen zu vermitteln; das Lesen soll auch Spaß machen. Studierende und Fachleute der Fahrzeugtechnik und verwandter Fachrichtungen, die sich an manchen Stellen vielleicht eine strenger wissenschaftliche Darstellung wünschen, seien auf die zahlreichen Literaturstellen verwiesen. Eine tiefere Einarbeitung in die Problemstellungen wird für diese Lesergruppe damit leicht möglich.

Trotz aller Elektronik gilt beim Motorrad mehr denn je, was schon in früheren Auflagen an dieser Stelle geschrieben wurde: Auch im Zeitalter virtueller Welten bleibt die Faszination des Motorradfahrens, der Mechanik und der sichtbaren wie hautnah zu spürenden Technik ungebrochen. Die Unmittelbarkeit und die Dynamik der Bewegungsabläufe sowie die enge Koppelung zwischen Mensch und Maschine machen das Fahrerlebnis auf einem Motorrad einzigartig wie bei keinem anderen Landfahrzeug. Die Motorradhersteller richten ihren Fokus zunehmend auf Emotionalität aus und betten ihr Produktangebot zunehmend in Erlebniswelten ein. Es gibt eine noch nie dagewesene Modellvielfalt und eine Renaissance klassischer Motorradkonzepte mit bewusster Reduzierung und Konzentration auf das Wesentliche. Parallel dazu ist rund um den Erdball die Customizing Szene enorm gewachsen. Die Veredelung von neuen, aber auch von klassischen Motorrädern der 1970er und 1980er-Jahre boomt wie nie.

In den westlichen Ländern weitgehend unbeachtet vollzieht sich in anderen Erdteilen in ersten Schritten gerade der Wandel des Motorrads vom reinen Transportfahrzeug zum Freizeit-Sportgerät. In den Ländern der sogenannten *emerging markets*, damit sind im Motorradbereich vor allem die Länder China, Indien und Südamerika, aber auch kleinere Staaten in Süd-Ostasien gemeint, entdeckt eine zunehmend gut ausgebildete Mittelschicht mit entsprechendem Einkommen gerade das Motorrad als Spaßgerät für die Freizeit. Die jährlichen Zuwachsraten in diesem Segment sind dort zweistellig. Daraus erwächst ein Markt, der in den kleinen Hubraumsegmenten jetzt schon über dem der großvolumigen Motorräder in den etablierten Märkten liegt. Prognosen sagen eine schrittweise Ausweitung in größere Hubraumsegmente bis zu 500 cm^3 voraus, woraus mittelfristig ein enormes Absatzpotenzial auch für die etablierten Motorradhersteller erwächst. Es ist vorstellbar, dass sich in jenen Ländern eine Entwicklung ähnlich wie in den späten 60er und den 70er-Jahren des letzten Jahrhunderts in Europa und Amerika vollzieht. Zugleich kommen damit aber auch für uns bisher völlig unbekannte Hersteller und potenzielle Konkurrenten auf den Markt, was den Wettbewerb beleben und interessant machen wird.

Elektrische Antriebskonzepte werden auch für Motorräder zunehmend vorgestellt, führen im Markt jedoch weiterhin ein Nischendasein. Schnelle Lösungen für ausreichende Reichweiten und akzeptable Preisstellungen sind noch nicht in Sichtweite, somit wird der Verbrennungsmotor auch nach 2025 die dominierende Antriebsquelle für Motorräder bleiben.

Technisch gilt im Motorradbau weiterhin, was schon 1995 in der ersten Buchauflage gesagt wurde: Das Motorrad vereint auf engstem Bauraum modernste Motoren-, Fahrwerks- und Werkstofftechnologie. Allerdings hat das Motorrad teilweise seine frühere Schrittmacherfunktion für die Einführung neuer Technologien gegenüber dem Automobil

etwas eingebüßt. Durch den Zwang zum Leichtbau aufgrund von Verbrauchszielen, ist der Automobilbau mittlerweile führend bei der Serienverwendung neuartiger Werkstoffen; bei der Elektronik und in der dynamischen Fahrzustandsregelung hatte er seine Vorreiterrolle ohnehin schon immer. Das Motorrad bleibt führend und unerreicht bei höchsten spezifischen Leistungen von selbstansaugenden Motoren und bei Hochdrehzahlkonzepten. Aufgeladene Motoren werden sich bei Motorrädern voraussichtlich aus Kosten- und Bauraumgründen nicht etablieren.

Durch steigende gesetzliche Anforderungen bezüglich der Schadstoffemissionen ist die Notwendigkeit von Steuerungs- und Überwachungsfunktionen auch bei Motorrädern enorm angestiegen. Der Platzbedarf für Sensoren, Steuergeräte und Aktuatoren im Fahrzeug führt zu einem hohen Detailaufwand bereits in der Konzeptphase des Fahrzeugs; es wird nicht einfacher alle notwendigen Bauteile unterzubringen und das Fahrzeug zugleich montage- und wartungsfreundlich zu gestalten. Mittlerweile liefert die Zulieferindustrie angepasste und miniaturisierte Bauteile für Motorräder, ohne die das Bauraumproblem nicht mehr lösbar wäre. Die wirtschaftlich notwendigen Stückzahlen für diese spezialisierten Bauteile können mit den großvolumigen Motorrädern allein oftmals nicht realisiert werden, so dass das Wachstum in den neunen Märkten hier hilfreich ist.

Die moderne Forschung an Hochschulen und in den Unternehmen befasst sich mittlerweile intensiv mit den Grundlagen des Motorradfahrens im Zusammenhang mit der Fahrsicherheit. Wurden grundsätzliche Fragen der Fahrdynamik und der Fahrinstabilitäten bereits vor sehr vielen Jahren geklärt, beschäftigt sich die aktuelle Forschung mit der genauen rechnerischen Simulation der Fahrdynamik und mit Konzepten für weiter verbesserte Regelungen. Neben der genauen Erfassung und Beschreibung der Vorgänge am Fahrzeug selbst, rücken immer mehr die Koppelung Mensch-Maschine und deren mathematisch-physikalische Beschreibung für die Simulation in den Mittelpunkt. Hinzu kommen Arbeiten an Warn- und Assistenzsystemen, die durch Vernetzung von Fahrzeugen helfen, kritische Verkehrssituationen zu vermeiden und den Motorradfahrer bei kritischen Manövern unterstützen.

Ein Grundlagenbuch kann sich nicht allen Aspekte des Motorradbaus und der Technik mit gleicher Tiefe widmen, es muss Schwerpunkte bilden. Diese liegen auch in dieser Auflage bei den klassischen Bauelementen von Motor, Fahrwerk, Karosserie und Elektrik sowie bei der Fahrdynamik. Dem interessierten Leser soll ohne allzu viel theoretischen Ballast das aktuelle Wissen neuzeitlicher Motorradtechnik zugänglich gemacht werden. Abgeleitet aus den Grundlagen werden die Konstruktionsprinzipien von Motor, Antrieb und Fahrwerk ausführlich erläutert und die praktische Entwicklung moderner Motorräder dargestellt. Aus dem Blickwinkel der industriellen Praxis heraus, werden dabei auch die Zielkonflikte zwischen dem technisch Möglichen und wirtschaftlich Sinnvollen nicht ausgeklammert.

Für die Überlassung von Bildmaterial und technischen Unterlagen bedanke ich mich wiederum bei allen Institutionen und Unternehmen der Motorrad-Zulieferindustrie sowie bei befreundeten Motorrad-Fachzeitschriften. Mein ganz besonderer Dank gilt all meinen sehr geschätzten Kollegen und Freunden aus der *BMW Motorradentwicklung*, die mich mit

ihrem hervorragenden Fachwissen vielfältig und leidenschaftlich unterstützt und zur Fortentwicklung dieses Buches beigetragen haben. Neben den in früheren Ausgaben bereits namentlich erwähnten Kollegen, möchte ich mich für diese Auflage ganz besonders bei *Guiseppe Rizzi* (Elektrik, Elektronik, Motorsteuerung), *Markus Sedlmeier* (Fahrdynamik) und *Falko Bauroth* (Fahrzeugarchitektur und Geometrie), *Klaus-Peter Strohmeier* (Struktur- und Lebensdauer-Berechnungen), *Gerhard Vilsmeier* (Radführungssysteme) und Hans-Albert Wagner (ABS) für ihre fachliche Unterstützung, ihren Rat und die wertvollen Fachdiskussionen sehr herzlich bedanken. Dass viele Beispiele im Buch von *BMW* stammen hat mit diesem Hintergrund zu tun. Das soll nicht den Anspruch schmälern, die gesamte Bandbreite der Motorradtechnik über alle Hersteller darzustellen, doch ist es nicht immer einfach, genügend aussagekräftige technische Unterlagen von den anderen Herstellern zu bekommen. Es soll aber auch meine private Leidenschaft für die Motorräder der Marke *BMW* nicht verschwiegen werden.

Dank gebührt zum Schluss auch meinen Studenten für die vielen Anregungen und ihren unverstellten Blick auf zahlreiche Themen, sowie allen Motorradfahrern, die in Gesprächen und Gedankenaustausch fortlaufend zur weiteren Verbesserung dieses Buches beigetragen haben. Auch nach mehr als 20 Jahren zeigt meine Frau immer noch Verständnis für meinen Zeitaufwand. Ihr bin ich zu dem größten Dank verpflichtet, denn ohne diese Unterstützung wäre dieses Buch nie entstanden und hätte nicht weiterentwickelt werden können.

Dipl.-Ing. Ewald Schmitt und sein Nachfolger Herr Markus Braun, sowie Frau Elisabeth Lange vom Verlag Springer Vieweg haben auch die vorliegende 9. Auflage wieder mit großem persönlichen Engagement gefördert. Ihnen und dem Verlag danke ich für die wie immer hervorragende fachliche und freundschaftliche Unterstützung.

München und Olching, April 2018 *Jürgen Stoffregen*

Inhaltsverzeichnis

I Fahrzeugcharakteristik, Mobilität, Fahrzeugphysik

1 Einführung 3
Jürgen Stoffregen
1.1 Verkehrsmittel Motorrad und wirtschaftliche Bedeutung 3
1.2 Charakteristische Eigenschaften von Motorrädern 9
1.3 Funktionale Baugruppen und Entwicklungstrends 11

2 Fahrwiderstände, Leistungsbedarf und Fahrleistungen 17
Jürgen Stoffregen
2.1 Stationäre Fahrwiderstände 17
2.1.1 Rollwiderstand 17
2.1.2 Luftwiderstand 20
2.1.3 Steigungswiderstand 23
2.2 Instationäre Fahrwiderstände 24
2.2.1 Translatorischer Beschleunigungswiderstand 24
2.2.2 Rotatorischer Beschleunigungswiderstand 25
2.3 Leistungsbedarf und Fahrleistungen 26

II Motor und Antrieb

3 Arbeitsprozess, Funktion und konstruktive Ausführung von Motorradmotoren 33
Jürgen Stoffregen
3.1 Motorischer Arbeitsprozess und seine wichtigsten Kenngrößen . . . 34
3.1.1 Energiewandlung im Viertakt- und Zweitaktprozess 34
3.1.2 Reale Prozessgrößen und ihr Einfluss auf die Motorleistung . . 40
3.2 Ladungswechsel und Ventilsteuerung beim Viertaktmotor 45
3.2.1 Ventilöffnungsdauer und Ventilsteuerdiagramm 46
3.2.2 Ventilerhebung und Nockenform 50
3.2.3 Geometrie der Gaskanäle im Zylinderkopf 60

3.3 Ladungswechsel und Steuerung beim Zweitaktmotor 63
3.3.1 Grundlagen des Ladungswechsels bei der Schlitzsteuerung . . 63
3.3.2 Membransteuerung für den Einlass 70
3.3.3 Schiebersteuerung für Ein- und Auslass 72
3.3.4 Externes Spülgebläse 74
3.3.5 Kombinierte Steuerungen und Direkteinspritzung 76
3.4 Zündung und Verbrennung im Motor 79
3.4.1 Reaktionsmechanismen und grundsätzlicher Verbrennungsablauf 79
3.4.2 Beeinflussung der Verbrennung durch den Zündzeitpunkt . . . 82
3.4.3 Irreguläre Verbrennungsabläufe 88
3.4.4 Bildung der Abgasschadstoffe 93
3.4.5 Abgasnachbehandlung 96
3.5 Gas- und Massenkräfte im Motor 98
3.5.1 Gaskraft 98
3.5.2 Bewegungsgesetz des Kurbeltriebs und Massenkraft 100
3.5.3 Ausgleich der Massenkräfte und -momente 104
3.6 Motorkonzeption und geometrische Grundauslegung 129
3.7 Konstruktive Gestaltung der Motorbauteile 133
3.7.1 Bauteile des Kurbeltriebs und deren Gestaltung 133
3.7.2 Gestaltung von Kurbelgehäuse und Zylinder 152
3.7.3 Gestaltung von Zylinderkopf und Ventiltrieb 166
3.7.4 Beispiele ausgeführter Gesamtmotoren 194
3.8 Kühlung und Schmierung 201
3.8.1 Kühlung 201
3.8.2 Schmierung 207
3.9 Gemischaufbereitungssysteme und Ansauganlage 209
3.9.1 Vergaser 209
3.9.2 Einspritzung und elektronisches Motormanagement 215
3.9.3 Ansauganlage 227
3.10 Abgasanlagen 229
3.10.1 Konventionelle Schalldämpferanlagen 229
3.10.2 Abgasanlagen mit Katalysatoren 232
3.11 Elektrische Motoraggregate – Generator und Starter 238

4 Motorleistungsabstimmung im Versuch 241
Jürgen Stoffregen
4.1 Grundlagen der Gasdynamik beim Ladungswechsel 241
4.2 Einfluss der Steuerzeit 244
4.3 Auslegung der Ansauganlage 246
4.4 Auslegung der Abgasanlage 251

5 Motorentuning 255
Jürgen Stoffregen

6 Kupplung, Schaltgetriebe und Radantrieb 269
Jürgen Stoffregen
6.1 Kupplung 269
6.2 Schaltgetriebe 275
6.3 Radantrieb 280

7 Kraftstoff und Schmieröl 285
Jürgen Stoffregen
7.1 Erdöl als Basis für die Herstellung von Kraft- und Schmierstoffen . 286
7.1.1 Kettenförmige Kohlenwasserstoffe 287
7.1.2 Ringförmige Kohlenwasserstoffe 290
7.1.3 Weitere in der Petrochemie gebräuchliche Bezeichnungen . 291
7.2 Rohölverarbeitung 291
7.2.1 Destillation 291
7.2.2 Konversionsverfahren 293
7.2.3 Entschwefeln im Hydrotreater 294
7.3 Ottokraftstoffe 295
7.3.1 Zusammensetzung von Ottokraftstoffen 295
7.3.2 Unerwünschte Bestandteile im Ottokraftstoff 296
7.3.3 Kraftstoffzusätze (Additive) 296
7.3.4 Wesentliche Eigenschaften von Ottokraftstoffen 297
7.3.5 Rennkraftstoffe 301
7.4 Motorenöle 301
7.4.1 Grundöle 304
7.4.2 Additive 305
7.4.3 Viskositätsindexverbesserer 308
7.4.4 Klassifizierung von Motorenölen 310
7.4.5 Zweitaktöle 314
7.4.6 Rennöle 316
7.5 Getriebeöle 317
7.6 Ölzusätze 319

III Fahrwerk und Fahrdynamik

8 Konstruktive Auslegung von Motorradfahrwerken 323
Jürgen Stoffregen
8.1 Fahrwerksgeometrie 324
8.2 Kräfte am Motorradfahrwerk 327
8.3 Rahmen – Bauarten und konstruktive Ausführungen 330

8.4 Radführungen – Bauarten und konstruktive Ausführungen 345
8.4.1 Vorderradführung 346
8.4.2 Hinterradführung 363
8.4.3 Kinematik der Radführungen 374
8.4.4 Fahrwerksreaktionen aus Bremsen und Antrieb 379
8.5 Federungs- und Dämpfungssysteme 389
8.5.1 Konventionelle Federungs- und Dämpfersysteme 390
8.5.2 Elektronisch gesteuerte Voreinstellung für Federung und Dämpfung 395
8.5.3 Semi-aktive Dämpfungssysteme 396
8.6 Lenkung 407
8.6.1 Steuerkopflenkung 408
8.6.2 Achsschenkellenkung 409
8.6.3 Radnabenlenkung 411
8.7 Bremsen 411
8.7.1 Physikalische Zusammenhänge bei der Bremsung 411
8.7.2 Bremsenbauarten und ausgeführte Konstruktionsbeispiele . 414
8.8 Räder und Reifen 416

9 Betriebsfestigkeit und Steifigkeit von Motorradfahrwerken 425
Jürgen Stoffregen
9.1 Betriebsfestigkeit von Fahrwerkskomponenten 425
9.2 Steifigkeitsuntersuchungen 434
9.3 Produktabsicherung gegen unübliche Extremnutzung 439

10 Fahrdynamik und Fahrversuch 441
Jürgen Stoffregen
10.1 Geradeausfahrt und Geradeausstabilität 442
10.1.1 Kreiselwirkung und Grundlagen der dynamischen Stabilisierung 442
10.1.2 Fahrinstabilitäten Flattern, Pendeln und Lenkerschlagen . . 452
10.2 Kurvenfahrt 461
10.2.1 Einlenkvorgang und Grundlagen der idealisierten Kurvenfahrt 462
10.2.2 Reale Einflüsse bei Kurvenfahrt 464
10.2.3 Handling 468

11 Regelungssysteme für Bremsen und Antriebsschlupf 473
Jürgen Stoffregen
11.1 Motorradspezifische Zusammenhänge beim Bremsen 473
11.2 Stabilitätskriterien beim Bremsen und Grundfunktion des ABS . . 476
11.3 ABS-Komponenten und ausgeführte Seriensysteme 483
11.4 Kurvenbremsung und kurventaugliches ABS 503
11.5 Antriebsschlupfregelung 511

IV Gesamtsystem Elektrik und Elektronik

12 Elektrische Energieversorgung, elektrische und elektronische Systeme 517
Jürgen Stoffregen
12.1 Energiemanagement – Generator und Batterie 518
12.2 Starter 521
12.3 Bordnetz, Kabelbaum und Systemkomponenten 522
12.4 Sensorik 528
12.5 Lichttechnik – Scheinwerfer und Leuchten 533
12.6 Instrumentierung, Infotainment und Connectivity 538

V Karosserie, Ergonomie und Design

13 Design, Aerodynamik und Karosserieauslegung 543
Jürgen Stoffregen
13.1 Design als integraler Bestandteil der Motorradentwicklung 543
13.2 Aerodynamik und Verkleidungsauslegung 551
13.3 Fahrerplatzgestaltung und Komfort 558

VI Individualisierung

14 Zubehör, Spezialteile und Fahrzeugumbauten 565
Jürgen Stoffregen
14.1 Abgasanlagen 569
14.2 Verbesserungen und Spezialteile für das Fahrwerk 572
14.2.1 Feder-Dämpferelemente 575
14.2.2 Räder 576
14.2.3 Bremsanlage 577
14.3 Fernreisezubehör 581
14.4 Komplettumbauten und Einzelanfertigungen 584

Anhang – Glossar technischer Grundbegriffe 589

Literatur 597

Sachwortverzeichnis 601

Part I

Fahrzeugcharakteristik, Mobilität, Fahrzeugphysik

Einführung

1

Jürgen Stoffregen

Motorräder und Motorradfahren üben auf viele Menschen eine große Faszination aus. Sie beruht im Wesentlichen auf der Unmittelbarkeit des Fahrerlebnisses, der Dynamik und der Intensität der Sinnenbeanspruchung. Motorradfahren bedingt ein sehr enges Zusammenspiel aller Sinne und des Körpers und eine permanente Rückkoppelung und Interaktion zwischen dem Fahrer und der Technik seiner Maschine. Man kann es als sinnliches Technikerleben beschreiben und Bernt Spiegel spricht in seinem sehr interessanten Buch [1.1] von hoch entwickeltem Werkzeuggebrauch. Diese Emotionalität und die Vielfalt des Erlebens sind wesentliche Gründe, dass sich trotz einer Zeitströmung, die den Individualverkehr kritischer als früher betrachtet, Motorräder zunehmender Beliebtheit erfreuen.

Obgleich sich dieses Buch mit der Technik befasst, soll zu Beginn das Motorrad kurz in seinem wirtschaftlichen und gesellschaftlichen Umfeld sowie in seiner Rolle als Verkehrsmittel betrachtet werden. Denn das Umfeld wirkt zusammen mit den emotionalen Faktoren auf die technische Entwicklung unmittelbar ein. Von erheblicher Bedeutung für die Technik des Motorrades sind auch seine ganz speziellen Eigenschaften, die sich z. T. erheblich von denen anderer Straßenfahrzeuge unterscheiden. Auch diese muss man sich bewusst vor Augen führen, wenn man technische Entwicklungen im Motorradbau verstehen will.

1.1 Verkehrsmittel Motorrad und wirtschaftliche Bedeutung

Die Bedeutung des Motorrades als Verkehrsmittel ist einem stetigen Wandel unterlegen, und das wird auch zukünftig der Fall sein. Von den Anfangsjahren bis etwa Ende der 20er-Jahre waren Motorräder exklusive Fahrzeuge, die von wohlhabenden Leuten vornehmlich für Sport- und Freizeitzwecke eingesetzt wurden, Abb. 1.1.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2018
J. Stoffregen, *Motorradtechnik*, ATZ/MTZ-Fachbuch
https://doi.org/10.1007/978-3-658-07446-3_1

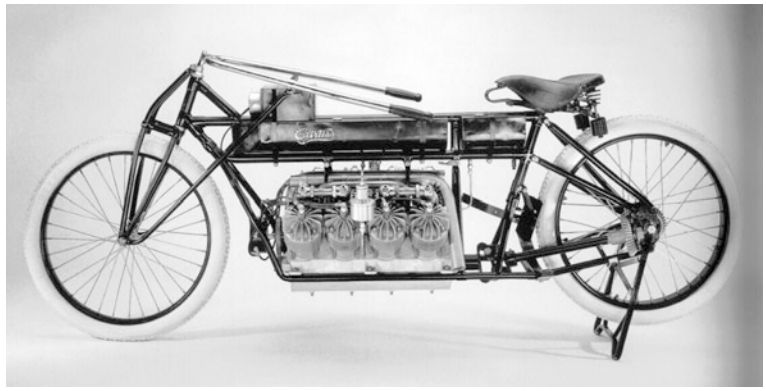


Abb. 1.1 Renn-Motorrad der 20er-Jahre (Curtiss V-8 von 1907)

In den 30er-Jahren avancierten sie aber bereits zum Individualverkehrsmittel, das Einzige, was sich eine größere Bevölkerungsschicht überhaupt leisten konnte. Ein Auto war für die meisten Menschen in Europa gerade auch in der Nachkriegszeit bis gegen Ende der 50er-Jahre unerschwinglich. Die verbreitetsten Motorräder jener Zeit waren zumeist einfach gebaute, leichte Maschinen mit häufig nicht mehr als 200 cm^3 Hubraum, Abb. 1.2.

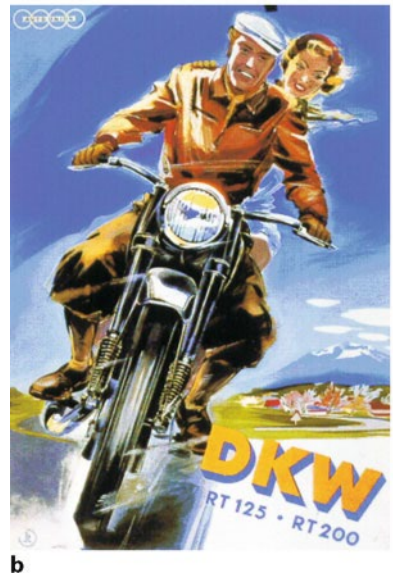
Die Bestandszahlen von Motorrädern (ab 125 cm^3) und Pkw in der Bundesrepublik Deutschland von den 50er-Jahren bis in neuere Zeit spiegeln dieses eindrucksvoll wider, Abb. 1.3. Die Grafik zeigt im oberen Teil den Fahrzeugbestand und darunter die Aufteilung der Fahrzeuge auf die erwachsene Bevölkerung (älter als 18 Jahre) als Maßstab für die Motorisierung. Der Bestand war 1955 bei Motorrädern um 50 % höher als bei Autos. Das Motorrad war das Individualfahrzeug breiter Schichten, das die Massenmotorisierung in Deutschland (West wie Ost) in der Zeit des Wiederaufbaus einleitete. Nach Motorrädern bestand ein Bedarf, sie waren nützlich und hatten ein positives soziales Prestige. Dies änderte sich bekanntermaßen rapide mit dem Anstieg des Wohlstands in den 1960er-Jahren, gegen deren Mitte das Motorrad in Westdeutschland und ganz Westeuropa vom Markt zu verschwinden drohte.

Es spielte mit nicht einmal mehr 2 % des Pkw-Bestandes nur noch eine Außenseiterrolle im Verkehrsgeschehen. Von den ehemals sieben großen und bedeutenden Herstellern von Motorrädern mit mehr als 125 cm^3 in Westdeutschland überlebten zunächst noch vier (BMW, Maico, Zündapp und die Sachs-Gruppe). BMW fertigte als Einziger noch großvolumige Motorräder >500 cm^3 und blieb übrig. Durch die besonderen Verhältnisse in der damaligen DDR vollzog sich die Entwicklung dort vollkommen anders. Das Motorrad behielt seine dominierende Stellung bis zur Wiedervereinigung bei. Der Hersteller MZ gehörte mit Produktionszahlen zwischen 80.000–100.000 Einheiten pro Jahr zu den großen Herstellern, Abb. 1.4. Im übrigen Europa vollzog sich eine ähnliche Entwicklung wie in Westdeutschland mit nahezu vollständigem Niedergang der einst so stolzen Motorradindustrie.

Die bekannte, unerwartete Renaissance Anfang der 1970er-Jahre ging von den USA aus, wo das Motorrad als Sport- und Freizeitgerät neu entdeckt wurde und auch zum Symbol der individuellen Freiheit wurde. Die Entwicklung ist bekannt, es kam unerwartet zu einem



a



b

Abb. 1.2 Motorrad als Individualverkehrsmittel der 50er-Jahre, DKW RT 125

Motorradboom. Motorräder wurden zu einem Konsumartikel einer kapitalkräftigen Freizeitgesellschaft, mit dem man seinen Lebensstil und Status ausdrückt, und sie sind es bis heute geblieben. Sie werden gekauft von Leuten, die ihre Faszination von der Technik mit dem unmittelbaren Fahrvergnügen verbinden, und zunehmend auch von Menschen, die keine besondere „persönliche Ideologie" mit dem Motorrad verbindet, sondern einfach nur das Fahren genießen.

Trotz dieser insgesamt erfreulichen Entwicklung werden die Bestandszahlen der 1950er-Jahre in Deutschland erst seit der Wiedervereinigung überschritten. Aufgrund der angestiegenen Gesamtbevölkerung bleibt die Motorisierungsquote in Bezug auf Motorräder niedrig. Immerhin erreichen Motorräder inzwischen rund 7 % der Bestandszahlen von Pkw, so dass das Motorrad seine ehemalige Außenseiterrolle verloren hat. Auswirkungen hat dieses auch auf die Gesetzgebung, die Motorräder hinsichtlich Abgas- und Geräuschemissionen mittlerweile ähnlichen Bedingungen unterwirft wie die Pkw. Auch dem Unfallgeschehen bei Motorrädern wird der Gesetzgeber zukünftig mehr Aufmerksamkeit schenken. Die Zahl der bei Verkehrsunfällen Getöteten sinkt beim Pkw kontinuierlich und

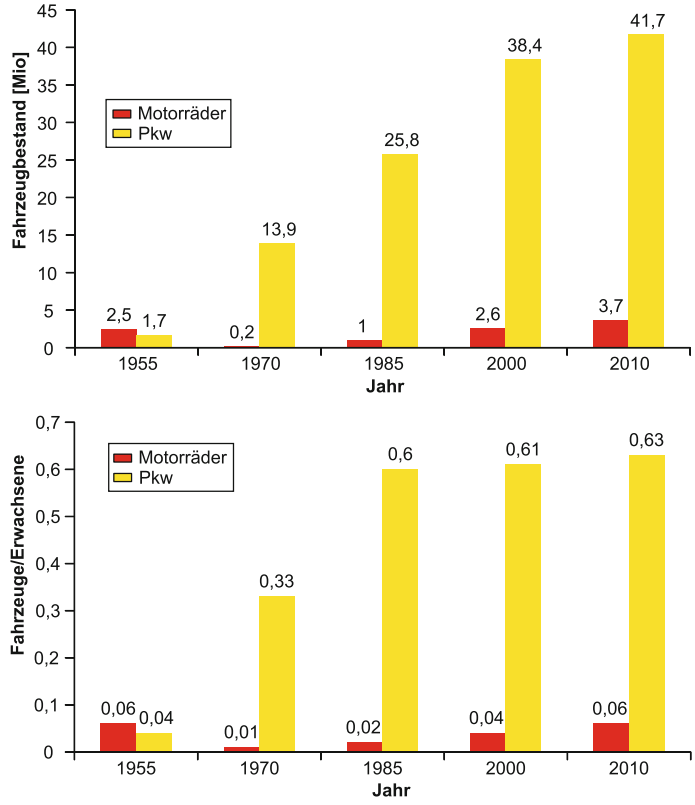


Abb. 1.3 Bestandszahlen für Motorräder (ab 125 cm^3) und Pkw relativ zur Bevölkerung in der BRD

Abb. 1.4 MZ ETS 250



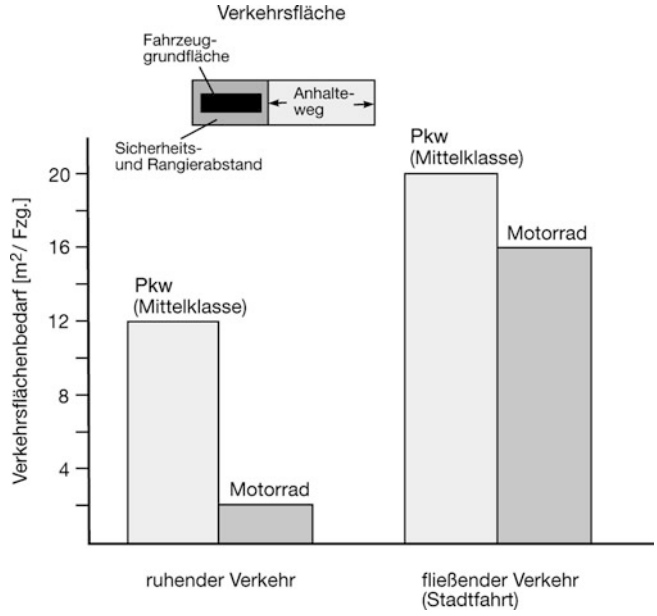


Abb. 1.5 Verkehrsflächenbedarf von Auto und Motorrad im Vergleich

lag in 2015 mit rund 3500 Personen auf dem niedrigsten Stand seit den 1950er-Jahren. Da Motorräder bauartbedingt kaum Fortschritte hinsichtlich ihrer passiven Sicherheit aufweisen, ist hier keine solche positive Entwicklung aufzeigbar. Immerhin aber sank die Zahl der im Straßenverkehr getöteten Motorradfahrer zwischen 1970 und 2015 von rund 1930 auf knapp 650 Personen, also ein Rückgang von 65 % bei zugleich enorm gestiegenem Fahrzeugbestand. Die Relation zwischen Motorrädern und Pkw bleibt aber für Motorräder weiterhin ungünstig.

Die fortschreitende Verstopfung der Innenstädte bringt seit geraumer Zeit das motorisierte Zweirad als Lösung des Verkehrsproblems für den individuellen Kurzstreckenverkehr ins Gespräch. Die Vorteile der großen Wendigkeit und der geringere Verkehrsflächenbedarf sind jedoch nur im niedrigen Geschwindigkeitsbereich wirklich ausgeprägt, da Sicherheitsabstände eingerechnet werden müssen. Somit liegt der Hauptvorteil beim Parken, Abb. 1.5. In einigen europäischen Großstädten wie London und Paris, oder traditionell in Italien, spielen motorisierte Zweiräder (im wesentlichen Roller) mittlerweile eine große Rolle für die Fahrt zur Arbeit. Fortschrittliche und richtungweisende Lösungen wie seinerzeit der C1 von BMW mit seinem einzigartigen Sicherheitskonzept, Abb. 1.6, wurden zwar anfänglich begeistert vom Markt und den Medien aufgenommen, konnten sich aber letztlich nicht wie erhofft durchsetzen. Die Elektroantrieb bildet den nächste Innovationsschub bei der urbanen Mobilität, Abb. 1.7, steckt aber unter anderem wegen der Preisstellung noch in den Anfängen.

Der wirtschaftlichen Bedeutung des Motorrades wird aus Unkenntnis häufig nur ein geringer Stellenwert zugemessen. Unmittelbar mit der Entwicklung und Herstellung von Mo-



Abb. 1.6 BMW C1 (BMW)



Abb. 1.7 Elektroscooter von BMW (BMW)

torrädern haben zwar in Deutschland nur wenige tausend Menschen zu tun, doch gehen die Beschäftigungszahlen in der gesamten Motorradbranche in die Zehntausende. Dazu gehören die Beschäftigten der Bekleidungs- und Zubehörindustrie, die Händler und Reparaturbetriebe, die Reifenindustrie, Fahrschulen und die Hersteller von Kraftstoffen, Schmier- und Pflegemitteln. Hinzu kommen die Versicherungen und die Banken. Auch der Motorradrennsport bietet Arbeitsplätze, von der Organisation bis über Werbemittel und Fernsehübertragungen. Insgesamt bewegt sich der Umsatz dieses gesamten Bereiches allein in Deutschland pro Jahr in einer Größenordnung zwischen 25–50 Mrd. €; europaweit dürfte er im Bereich von weit über 60 Mrd. € liegen. In Europa sind über 35.000 Betriebe direkt oder indirekt in der Motorradbrache tätig, und diese beschäftigen mehr als 150.000 Mitarbeiter.

Die Wissenschaft nimmt sich ebenfalls des Motorrades an. Im deutschsprachigen Raum (Deutschland, Schweiz, Österreich) forschen und lehren mindestens 6 Hochschulen und

Fachhochschulen direkt auf dem Gebiet der Motorradtechnik; nimmt man Randgebiete (Unfallmedizin und Psychologie) hinzu, sind es noch einige mehr. Eine Vielzahl weiterer Institutionen (DEKRA, IfZ, TÜVRheinland und Bayern-Sachsen, Versicherungen etc.) beschäftigen sich intensiv mit speziellen Problemstellungen rund um das Motorrad.

Völlig andere Dimensionen nimmt das Geschäft mit motorisierten Zweirädern an, wenn man sich die internationalen Märkte, insbesondere in den Ländern Asiens und Lateinamerika anschaut. Weltweit wurden 2015 rund 50 Mio. motorisierte Zweiräder abgesetzt, die überwiegende Zahl allerdings im Hubraumbereich unter 200 cm^3. Allein HONDA produzierte 2015 als weltgrößter Hersteller um die 15 Mio. Einheiten. In China beträgt das Markvolumen über 25 Mio. Stück pro Jahr, in Indien sind es 10 Mio. Die aufstrebende und gut verdienende Mittelschicht in diesen Ländern, die sich stark am westlichen Lebensstil orientiert, entdeckt gerade das Motorrad als Freizeitgerät für sich. Der Markt für Mittelklassemotorräder, dazu zählt in diesen Ländern bereits das Hubraumsegment >200 cm^3, etabliert sich zunehmend. Wenn sich in diesen Ländern eine auch nur annähernd ähnliche Entwicklung wie in Europa und Amerika ab den 1970er-Jahren vollziehen sollten, ergeben sich für die Zweiradindustrie ungeahnte Wachstumschancen; aber es kommen auch neue und bisher bei uns völlig unbekannte Produzenten und Wettbewerber ins Spiel.

1.2 Charakteristische Eigenschaften von Motorrädern

Motorräder sind mit Ausnahme von Beiwagengespannen, die hier nicht behandelt werden, Einspurfahrzeuge und damit nicht eigenstabil. Das Motorrad befindet sich immer im labilen Gleichgewicht und neigt, wie jeder weiß, zum Umfallen. Es wird rein dynamisch durch die Kreiselkräfte der drehenden Räder stabilisiert. Mit der dynamischen Stabilisierung hängt auch die Eigenart der Lenkung bei der Kurvenfahrt zusammen. Motorräder werden, mit Ausnahme sehr niedriger Geschwindigkeiten, nicht durch einen Lenkeinschlag im herkömmlichen Sinne gelenkt, sondern der Lenkeinschlag dient lediglich zum Einleiten der für die Kurvenfahrt notwendigen Schräglage. In der Kurve kompensiert die Schräglage die auftretenden Fliehkräfte, d. h. Fliehkraft und Schwerkraft halten sich das Gleichgewicht. Diese besonderen Bedingungen der Stabilisierung bringen es mit sich, dass der Fahrer, anders als beim Automobil, in jegliche fahrdynamische Betrachtung mit einbezogen werden muss. Immerhin trägt schon der Fahrer allein mit über 20 % zum Gesamtgewicht bei. Fahrer wie Beifahrer sind darüber hinaus nicht bloß tote Masse. Sie beeinflussen durch ihr Gewicht, ihre Sitzposition, ihre Bewegungen und die Feder-Dämpfer-Eigenschaften des menschlichen Körpers aktiv das Fahrverhalten.

Auch bei der rein konstruktiven Auslegung des Fahrwerks spielt der Fahrer eine wichtige Rolle. Denn durch die Belastung mit Fahrer/Beifahrer ändert sich die Fahrwerksgeometrie infolge der Einfederung merklich, und der Schwerpunkt wandert durch die Masse der aufsitzenden Personen nach oben. Die dynamischen Radlastveränderungen sind beim Motorrad viel stärker ausgeprägt als beim Automobil, weil das Verhältnis von Schwerpunkthöhe und Radstand ungünstiger ist. Der Schwerpunkt liegt aufgrund der relativ hohen, aufrechten Sitzposition von Fahrer/Beifahrer gewöhnlich höher als beim Auto, und der



Abb. 1.8 Harley-Davidson V-Rod

Radstand ist deutlich kleiner. Zudem ändern sich die aerodynamischen Verhältnisse und die daraus resultierenden Kräfte am Motorrad gravierend mit der Sitzhaltung und Kleidung von Fahrer und Beifahrer.

Ein weiteres besonderes Merkmal von Motorrädern ist die freie Zugänglichkeit der Aggregate, die deshalb auch nach stilistischen Kriterien entworfen werden müssen. Darüber hinaus gelten für sie besondere Anforderungen hinsichtlich Verschmutzungsunempfindlichkeit und Korrosionsschutz. Generell ist der Bauraum für alle Aggregate sehr eingeschränkt, weshalb oft Sonderkonstruktionen notwendig werden.

Leichtbau hat beim Motorrad einen hohen Stellenwert, weil das Fahrzeuggewicht viel mehr als beim Automobil Einfluss auf die Handlichkeit und Agilität nimmt. Dafür spielen Kraftstoffverbrauch und Umweltverträglichkeit (noch) nicht eine so dominierende Rolle wie beim Automobil; zumindest ist eine besonders gute Erfüllung von Umweltanforderungen für die Mehrzahl der Motorradfahrer kein entscheidendes Kaufkriterium. Der Bewusstseinswandel vollzieht sich hier erst langsam, hohe Priorität haben nach wie vor überlegene Fahrleistungen.

Im Gegensatz zum Automobil (auch dort gibt es allerdings Ausnahmen) richtet sich die konstruktive Ausführung von Motorrädern nicht nur vorrangig nach technischen und wirtschaftlichen Kriterien. Die rein technische Unterscheidung zum Wettbewerb und die Tradition spielen bei der Gestaltung von Motorrädern eine außerordentlich wichtige Rolle. Beispiele dafür sind die Boxermotoren von BMW, die V-Motoren von Moto Guzzi und Ducati, die Chopper von Harley-Davidson, Abb. 1.8, und sicher auch schon manche Reihen-Vierzylindermotoren japanischer Hersteller.

Das Bauprinzip ist teilweise Selbstzweck, gewünscht von vielen Käufern mit Interesse und Begeisterung für die Technik. Dies erklärt die Vielfalt, besonders auf dem Motorensektor, die man in dieser Form bei kaum einer anderen Fahrzeugkategorie findet und die rein technisch auch nicht immer begründbar ist.

Die nachstehende Aufzählung fasst die wichtigen, charakteristischen Eigenschaften von Motorrädern noch einmal kurz zusammen.

Wichtige charakteristische Eigenschaften von Motorrädern

- Fehlende Eigenstabilität, rein dynamische Stabilisierung
- Vorderrad ist entscheidend für die Stabilität
- Erheblicher Fahrereinfluss auf die Fahrwerksauslegung
- Erheblicher Fahrereinfluss auf die Fahrdynamik und Fahrstabilität
- Erheblicher Fahrereinfluss auf die Aerodynamik
- Fahrer stellt über 20 % des Gesamtgewichts
- Ungünstiges Verhältnis Schwerpunkthöhe zu Radstand
- Erhebliche dynamische Radlastschwankungen
- Sehr günstiges Leistungsgewicht, hohe Fahrleistungen
- Hoher Stellenwert des Leichtbaus
- Eingeschränkte Bauraumverhältnisse
- Freie Zugänglichkeit der Aggregate
- Technik als Selbstzweck

1.3 Funktionale Baugruppen und Entwicklungstrends

Motorräder bestehen aus einer Vielzahl von Bauteilen, die üblicherweise funktional in Gruppen zusammengefasst werden, Abb. 1.9.

Die Entwicklung tendiert immer noch zu größeren Hubräumen und zunehmender Leistung. Der Leichtbau hat bei Supersportmotorrädern höchsten Stellenwert, die Leistungen wie auch das Leistungsgewicht in den jeweiligen Hubraumklassen haben sich in 30 Jahren mehr als verdoppelt, Abb. 1.10 und sind bis heute noch weiter angestiegen. Die Leistungsgewichtsverbesserung ist umso beeindruckender, wenn man bedenkt, dass heutige Fahrzeuge sehr viel steifer dimensionierte Fahrwerke mit aufwändigeren Hinterradführungen, großdimensionierte Bremsen sowie sehr viel breitere Räder und Reifen aufweisen und in der Regel mit Verkleidungen versehen sind. In der Mittelklasse steigt eher das Fahrzeuggewicht, denn diese Fahrzeuge werden heute mit immer mehr Produktsubstanz ausgestattet.

Elektrische Funktionen mit elektronischen Komponenten gewinnen auch bei Motorrädern an Bedeutung. Elektronische Regelungen für Bremsen (ABS) und Motor (Einspritzung, Zündung, Leerlaufregelung) werden mit den mechanischen oder hydraulischen Betätigungen zu Gesamtsystemen vernetzt. Elektrik und Elektronik bilden mittlerweile eine eigenständige Funktionsgruppe.

Im Gegensatz zu früher sind viele Motorräder heute mit Teil- oder Vollverkleidungen ausgerüstet, die integraler Bestandteil des Fahrzeugs geworden und nicht mehr nachträglich adaptiert sind. Abdeckungen, Blenden und Stylingelemente haben an Bedeutung gewonnen, so dass man heute zu Recht auch bei Motorrädern von *Karosserieumfängen* sprechen kann.

Die Modellvielfalt nimmt weiterhin zu. Auf dem deutschen Markt werden von insgesamt 19 namhaften Herstellern aus Europa, Japan und USA heute rund 180 verschiedene Motorradmodelle im Hubraumsegment ab 125 cm^3 angeboten. Diese Zahlen umfassen nur die in Serie produzierten Maschinen mit Straßenzulassung. Würde man die Hersteller und Angebote aus Russland, China, Indien, Korea und Brasilien hinzuzählen sowie die Motorräder

Antrieb

Motor	**Kraftübertragung**
Grundmotor	Kupplung
Zylinderkopf	Getriebe
Kühlsystem	Hinterradantrieb
Motorschmierung	
Sauganlage	
Gemischaufbereitung	
Abgasanlage	

Fahrwerk
Rahmen
Radführungen
Feder-Dämpfersysteme
Lenkung
Bremsen
Räder und Reifen



Karosserie

Verkleidung	Kotflügel
Tank	Sitzbank
Blenden	Lenker
Handhebel	Fußrasten

Gepäckhalterungen und Gepäcksysteme

Elektrik und Elektronik
Energieversorgung
Bordnetzsysteme
Instrumente
Leuchten
Hardware- und Software Regelsysteme

Abb. 1.9 Funktionale Baugruppen am Motorrad (BMW/Arnold Debus)

von Kleinherstellern, Spezialumbauten und Maschinen für Sport- und Rennzwecke, wäre die Zahl der angebotenen Modelle unüberschaubar.

bertrandt

BERTRANDT IST ...

DYNAMIK ... ENGINEERING-PARTNER ...
KUNDENORIENTIERUNG ... MOBILITÄT ...
INNOVATION ... KNOW-HOW



Selten kommen sich Mensch und Maschine emotional näher als beim Motorrad. Geht es doch nicht nur um die Fortbewegung an sich, sondern um das Gefühl und Erleben von Freiheit und Technik. Eine Herausforderung, die es im Engineering umzusetzen gilt. Vom initialen Konzept über Projekt- und Gesamtprozessverantwortlichkeiten bis hin zu Qualitätsmanagement und Aufgaben nach Produktionsstart deckt Bertrandt den kompletten Produktentstehungsprozess bzw. den Produktlebenszyklus ab.





FÜR JEDEN KUNDEN DIE BESTE LÖSUNG.
www.bertrandt.com | motorrad@bertrandt.com

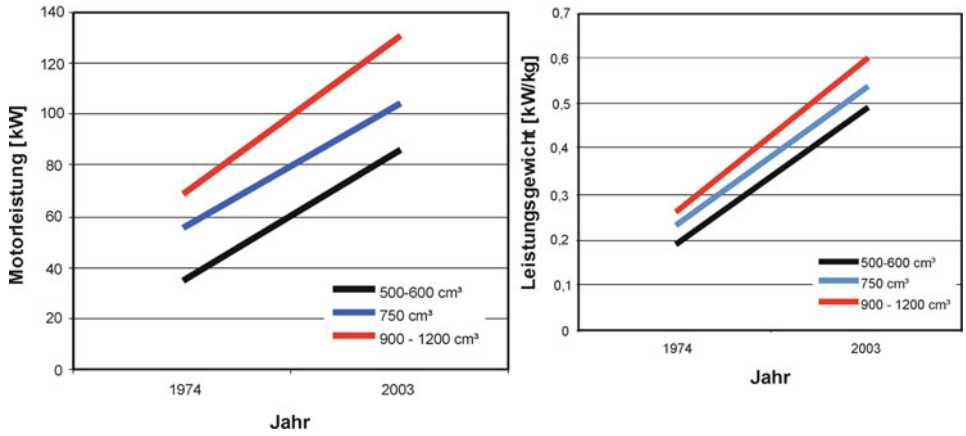


Abb. 1.10 Entwicklung von Motorleistung und Leistungsgewicht von 1974 bis 2003

2 Fahrwiderstände, Leistungsbedarf und Fahrleistungen

Jürgen Stoffregen

Bei der Geradeausfahrt eines Motorrades treten wie bei jedem Fahrzeug Widerstände auf, die die Fortbewegung hemmen wollen und überwunden werden müssen. Die zusätzlichen Widerstände bei der Kurvenfahrt werden üblicherweise vernachlässigt, weil sie insbesondere beim Motorrad betragsmäßig klein sind und ihre genaue Berücksichtigung unverhältnismäßig kompliziert wäre. Die Höhe der Fahrwiderstände bestimmt die Motorleistung, die zur Erzielung einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit erforderlich ist. Man unterscheidet zwischen den Widerständen, die bei stationärer Fahrt (Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit) und instationärer Fahrt (Beschleunigung) auftreten, Abb. 2.1.

2.1 Stationäre Fahrwiderstände

Die Fahrwiderstände für die stationäre Geradeausfahrt sind, mit Ausnahme des Steigungswiderstandes, geschwindigkeitsabhängig. Die Fahrwiderstände werden in der Dimension einer Kraft (also in Newton) angegeben. Rollwiderstand, Luftwiderstand und Steigungswiderstand addieren sich zum gesamten stationären Fahrwiderstand.

2.1.1 Rollwiderstand

Der Rollwiderstand eines luftbereiften Rades setzt sich aus mehreren Anteilen zusammen. In der Hauptsache entsteht Rollwiderstand, weil sich der Luftreifen (und theoretisch auch die Fahrbahn) unter dem Gewicht des Fahrzeugs in der Aufstandsfläche elastisch verformt. Es bildet sich ein sogenannter Anlaufwulst, der überwunden werden muss. Hinzu kommen Adhäsionskräfte, die beim Ablauf des Reifens versuchen, das Abheben der Profilteilchen

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2018
J. Stoffregen, *Motorradtechnik*, ATZ/MTZ-Fachbuch
https://doi.org/10.1007/978-3-658-07446-3_2

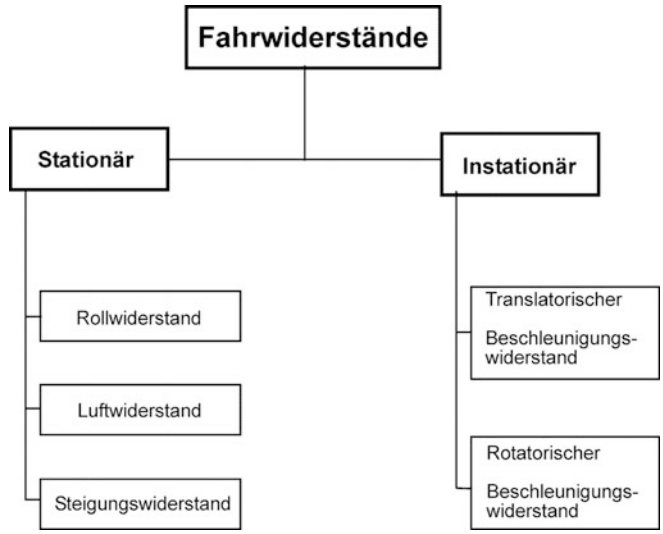


Abb. 2.1 Fahrwiderstände

von der Fahrbahn zu verhindern (der Reifen klebt an der Fahrbahn). Die fortlaufende Verformung des Reifens in der Aufstandsfläche bei der Raddrehung stellt den größten Anteil des Rollwiderstandes dar (*Walkwiderstand*). Damit ist der Rollwiderstand vor allem eine konstruktive Kenngröße des Reifens (Bauart, Karkassensteifigkeit, Gummihärte, Profilform usw.), und er hängt in hohem Maße vom Reifenfülldruck ab.

Zum Rollwiderstand tragen in weit geringerem Maße auch noch die Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn, die Dämpfungsverluste beim Überfahren von Unebenheiten und, bei nasser Fahrbahn, die Verluste aus der Verdrängung des Wasserfilms bei. Der Anteil durch den Reifenschräglauf ist beim Motorrad vernachlässigbar.

Die Fahrbahnverformung spielt für den Rollwiderstand bei normalen, festen Straßenbelägen keine messbare Rolle. Bei weichem Untergrund im Geländebetrieb allerdings, nimmt der Widerstand beträchtliche Größen an. Die Anstrengung beim Schieben eines Motorrads im Gelände gibt einen spürbaren Eindruck von dieser Widerstandserhöhung. Bei weichem Boden, der sich plastisch verformt, tritt zusätzlich noch die seitlich an den Reifenflanken angreifende Spurrillenreibung auf.

Auch die Ventilationsverluste, die das drehende Rad verursacht, kann man dem Rollwiderstand zurechnen, da sie von Reifenform, Profil usw. abhängen. Je nach Sichtweise könnte man sie aber auch dem Luftwiderstand zurechnen (sie sind dann allerdings mess-

technisch im normalen Windkanal nicht ohne Weiteres zu ermitteln!). Auch diese Verluste sind vergleichsweise klein gegenüber dem Walkwiderstand.[1]

Der Rollwiderstand F_R wird nach folgender Gleichung berechnet:

$$F_R = f_{Ro} \cdot G_{ges} \tag{2.1}$$

G_{ges} Fahrzeuggesamtgewicht [N]
f_{Ro} Rollwiderstandsbeiwert [–]

Im Rollwiderstandsbeiwert sind die Reifeneigenschaften und alle weiteren Einflussfaktoren für den Rollwiderstand zusammengefasst. Der Rollwiderstandsbeiwert kann näherungsweise als konstant angesehen und auf der Straße im Wertebereich zwischen 0,015–0,02 angenommen werden. Bei weichem Untergrund im Gelände kann der Rollwiderstandsbeiwert bis über den 20-fachen Wert ansteigen.

Für genauere Betrachtungen muss der Rollwiderstandsbeiwert in aufwändigen Versuchen am Reifen oder am Komplettfahrzeug ermittelt werden. Der Rollwiderstand steigt bei höheren Geschwindigkeiten an. Dies hängt damit zusammen, dass die Verformungsarbeit im Reifen in Wärme umgewandelt wird und diese Eigenerwärmung naturgemäß mit der Fahrgeschwindigkeit zunimmt. Dadurch ändern sich einige temperaturabhängige, physikalische Eigenschaften der verwendeten Reifenmaterialien.

Vereinfacht, und unter Vernachlässigung der Geschwindigkeitsabhängigkeit, lässt sich der Rollwiderstand eines Fahrzeugs durch Schleppversuche in der Ebene ermitteln. Es wird dabei einfach bei niedrigen, konstanten Geschwindigkeiten (zur Ausschaltung des Luftwiderstandes) die notwendige Schleppkraft gemessen. Bei gleichzeitiger Kenntnis des Fahrzeuggewichts kann mittels Gl. 2.1 der Rollwiderstandsbeiwert leicht errechnet werden.

$$f_{Ro} = F_R / G_{ges} \tag{2.1a}$$

[1] In der Literatur wird manchmal noch eine Unterscheidung zwischen dem Radwiderstand und dem Rollwiderstand getroffen. Der Radwiderstand ist dann die Summe aller am Rad angreifenden Widerstände, also alle oben beschriebenen Anteile des Rollwiderstandes, die Ventilationsverluste und die Reibung in den Radlagern. Da wie oben beschrieben der Rollwiderstand und insbesondere der Walkwiderstand die dominierende Rolle spielt, wird hier in zulässiger Vereinfachung nur der Rollwiderstand betrachtet.

2.1.2 Luftwiderstand

Der Luftwiderstand ist aus der Erfahrung jedermann geläufig und wird nach folgender Gleichung berechnet

$$F_L = c_w \cdot A \cdot \rho/2 \cdot v^2 \tag{2.2}$$

ρ Luftdichte [g/cm^3]
v Anströmgeschwindigkeit der Luft [m/s]
A Querspantfläche des Fahrzeug (Projektionsfläche) [m/s]
c_w Luftwiderstandsbeiwert [–]

Die Anströmgeschwindigkeit wird gebildet aus der Differenz von Fahrzeuggeschwindigkeit und Geschwindigkeit der Luft. Gegen- bzw. Rückenwind müssen also beachtet und entsprechend zur Fahrzeuggeschwindigkeit hinzu- bzw. abgerechnet werden. Wegen der quadratischen Abhängigkeit des Widerstandes von der Geschwindigkeit führt die Vernachlässigung dieser Windeinflüsse zu besonders großen Fehlern. Das Produkt aus halber Luftdichte und quadratischer Anströmgeschwindigkeit wird auch als Staudruck bezeichnet.

Die sogenannte Querspantfläche des Fahrzeugs ist die vom größten Fahrzeugumriss inkl. Fahrer gebildete Frontfläche (vgl. Anhang). Der dimensionslose Luftwiderstandsbeiwert ist nichts anderes als eine Formzahl, die die Strömungsgüte des Fahrzeugs kennzeichnet. Der Luftwiderstandsbeiwert hängt von der Fahrzeuggrundform und der Feingestaltung der Fahrzeugaußenhaut ab. Wegen der Vielfalt der Einflussfaktoren kann der c_w-Wert nicht vorherbestimmt werden, sondern muss aus Messungen ermittelt werden. Dazu wird im Windkanal, Abb. 2.2, die Luftwiderstandskraft F_L gemessen (mittels einer



Abb. 2.2 Luftwiderstandsmessung im Windkanal (BMW)

Messeinrichtung für Längskräfte in der Bodenplatte, auf der das Fahrzeug steht, vgl. Kap. 12) und der c_w-Wert aus den Messgrößen nach Gl. 2.2 wie folgt bestimmt:

$$c_w = \frac{F_L}{A \cdot \rho/2 \cdot v^2} \tag{2.2a}$$

Mittels des c_w-Wertes wird es möglich, verschiedenartige und unterschiedlich große Fahrzeuge hinsichtlich ihrer Form- bzw. Strömungsgüte zu vergleichen. Wegen der zerklüfteten Außenkontur haben Motorräder meist schlechtere c_w-Werte als Automobile. Vollverkleidungen bringen eine deutliche Verbesserung, doch bleibt als unvermeidbarer Nachteil der Strömungsabriss hinter Fahrer und Verkleidung bzw. an den Verkleidungsrändern. Für den Luftwiderstand ist nach Gl. 2.2 das Produkt aus Projektionsfläche und c_w-Wert maßgebend. Durch ihre kleinere Projektionsfläche wird der Nachteil der Motorräder im c_w-Wert kompensiert, so dass ein Luftwiderstand ähnlich oder sogar besser als beim Auto erreicht wird. Tab. 2.1 und 2.2 zeigen in einer Übersicht die Spannweite für den Luftwiderstand in den üblichen Fahrzeugkategorien von Motorrädern sowie beispielhaft konkrete Messwerte für den Luftwiderstandsbeiwert und den Luftwiderstand einzelner Fahrzeuge. Weil die Fahrerhaltung beim Motorrad sowohl den c_w-Wert als auch die Fläche beeinflusst, sind in der Tabelle – soweit verfügbar – Werte für zwei Fahrerpositionen angegeben. Beim Vergleich der absoluten Zahlenwerte ist Zurückhaltung geboten, denn ein Vergleich ist nur bei sorgfältiger Kalibrierung des Windkanals und der Messeinrichtungen, sowie bei sehr präziser Einhaltung der Messbedingungen möglich. So muss beispielsweise der Fahrer-Dummy präzise in Position gebracht werden und auch das Motorrad vergleichbar ausgerichtet sein. Die Zahlenwerte in der Tabelle stammen aus unterschiedlichen Quellen und sind daher nur als Anhaltswerte zu betrachten. Lediglich die Luftwiderstände der Supersportler des Modelljahres 2010 (in der Tabelle fett hervorgehoben) sind unmittelbar untereinander vergleichbar, denn sie wurden unter gleichen Messbedingungen in ein und demselben Windkanal gemessen.

Abb. 2.3 zeigt schematisch, aber im gleichen Maßstab die unterschiedlichen Frontflächen verschiedener Typen von Motorrädern.

Tab. 2.1 Luftwiderstand und Fahrzeugkategorien

	$c_w \cdot A$ mit 95 % Mann sitzend	$cw \cdot A$ liegend
Supersportler	0,41–0,5	0,3–0,35
Tourer	0,45–0,63	–
Naked Bikes	0,5–0,58	0,45–0,5
Großenduros	0,5–0,55	–
Sporttourer	0,4–0,5	0,35–0,45

Tab. 2.2 Messwerte für Luftwiderstandsbeiwerte und Luftwiderstand

	c_w-Wert		Luftwiderstand $c_w \cdot A$ [m^2]	Luftwiderstand $c_w \cdot A$ [m^2]
Fahrzeug	Fahrer liegend	Fahrer aufrecht sitzend	Fahrer aufrecht sitzend	Fahrer liegend
BMW K 1 (Modelljahr 1998)	k. A.	0,38	k. A.	k. A.
BMW K 1200 RS (Modelljahr 1998)	0,521	0,424	0,523	k. A.
BMW K 1200 S (Modelljahr 2004)	k. A.	0,4	k. A.	k. A.
YAMAHA FZ 750 (Modelljahr 1992)	k. A.	0,52	k. A.	k. A.
YAMAHA YZF 1000 (Modelljahr 1998)	0,506	0,414	0,545	k. A.
SUZUKI GSX-R 750 (Modelljahr 1998)	0,508	0,442	0,582	k. A.
SUZUKI GSF 1200 (Modelljahr 1998)	0,627	0,549	0,704	k. A.
Ducati 916 (Modelljahr 1998)	0,485	0,394	0,571	k. A.
BMW S1000RR (Modelljahr2010)	k. A.		k. A.	0,310
Suzuki GSX-R 1000 (Modelljahr 2010)	k. A.		k. A.	0,312
Yamaha R1 (Modelljahr 2010)	k. A.		k. A.	0,321
Kawasaki ZX-10R (Modelljahr 2010)	k. A.		k. A.	0,331
Moderner Mittelklasse Pkw	0,31 … 0,28			

k. A. = keine Angabe

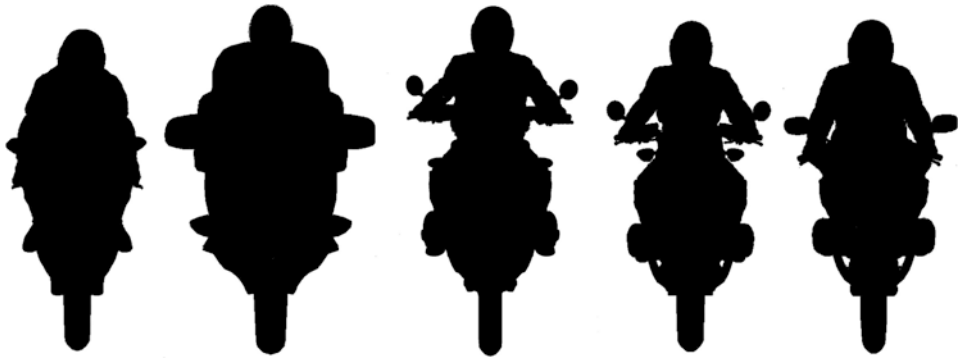


Abb. 2.3 Frontflächen von Motorrädern im Vergleich

Neben der Verbesserung des Luftwiderstands und des Fahrkomforts kommt die Verkleidung beim Motorrad auch der Fahrsicherheit zugute. Bei entsprechender Gestaltung kann der aerodynamische Auftrieb am Vorderrad vermindert werden, wodurch sich die Geradeaus-Fahrstabilität im Hochgeschwindigkeitsbereich erheblich verbessert. Die Möglichkeiten der aerodynamischen Beeinflussung werden im Kap. 13 behandelt.

Wegen der aufwändigen Ermittlung der Querschnittsfläche wird in vielen Veröffentlichungen oft nur der im Windkanal direkt gemessene Luftwiderstand ($c_w \cdot A$) angegeben. Die Querschnittsfläche bei verkleideten Motorrädern mit Fahrer liegt etwa bei 0,6–0,8 m^2. Wegen unvermeidbarer Unterschiede in den Messbedingungen (u. a. Fahrerpositionierung) weichen veröffentlichte Angaben über den Luftwiderstand voneinander ab.

Aufgrund des dominanten Einflusses und der großen Unterschiede im Luftwiderstand sind die benötigten Motorleistungen zum Erreichen einer bestimmten Geschwindigkeit sehr unterschiedlich. Legt man die Werte aus der vorstehenden Tabelle zugrunde, so liegt die rechnerisch notwendige Hinterradleistung für eine Geschwindigkeit von 200 km/h zwischen 37 und 50 kW (50–69 PS), vgl. auch Abschn. 2.3. Umgekehrt unterstützt natürlich der Luftwiderstand auch einen gewünschten Geschwindigkeitsabbau. Jenseits von 200 km/h bedeutet bereits „Gaswegnehmen“ schon eine erhebliche Verzögerung und diese Verzögerung addiert sich zur Radverzögerung beim Bremsen, was bei einer Vollbremsung aus diesen Geschwindigkeiten höchst willkommen ist.

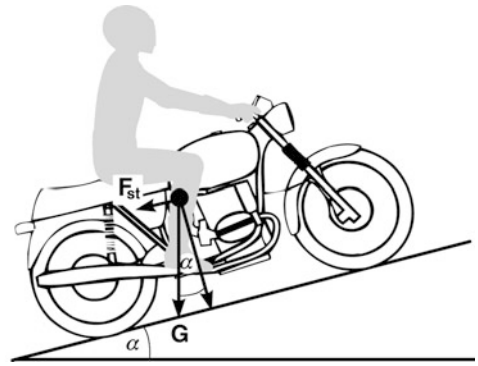
2.1.3 Steigungswiderstand

Der Steigungswiderstand ist eine Komponente der Schwerkraft, die beim Befahren einer Steigung oder eines Gefälles zusätzlich auf das Fahrzeug einwirkt. Er nimmt im Gefälle negative und in der Steigung positive Werte an und errechnet sich wie folgt:

$$F_{st} = m_{ges} \cdot g \cdot \sin \alpha_{st} = G_{ges} \cdot \sin \alpha_{st} \tag{2.3}$$

G_{ges} Fahrzeuggesamtgewicht [N]
m_{ges} Fahrzeuggesamtmasse [kg]

Abb. 2.4 Steigungswiderstand



g Erdbeschleunigung = 9,81 [m/s^2]
α_{st} Steigungswinkel [°]

Der Steigungswiderstand steigt demnach unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit mit dem Fahrzeuggewicht und dem Steigungswinkel an, Abb. 2.4. Da für kleine Steigungswinkel die Beziehung $\sin \alpha_{st} \approx \tan \alpha_{st}$ gilt, kann im Straßenbetrieb mit kleinen Winkeln (bei 20 % Steigung ist $\alpha_{st} = 11°$) vereinfacht mit folgender Beziehung gerechnet werden

$$F_{st} = G_{ges} \cdot \tan \alpha_{st} = G_{ges} \cdot q \tag{2.3a}$$

q Steigung in Prozent (15 % Steigung $\rightarrow q = 0{,}15$)

2.2 Instationäre Fahrwiderstände

Um ein Fahrzeug aus dem Stand oder einer gleichmäßigen Geschwindigkeit heraus zu beschleunigen, müssen ebenfalls Kräfte aufgewendet werden, weil das Fahrzeug aufgrund seiner Massenträgheit das Bestreben hat, in seinem ursprünglichen Fahrzustand zu beharren. Diese Kräfte werden als instationäre Fahrwiderstände oder auch als Beschleunigungswiderstände bezeichnet. Es wird unterschieden zwischen dem translatorischen Widerstand für die geradlinige Beschleunigung des gesamten Fahrzeugs und dem rotatorischen Widerstand zur Beschleunigung aller drehenden Teile im Antrieb. Beide Widerstände überlagern sich und müssen addiert werden.

2.2.1 Translatorischer Beschleunigungswiderstand

Der translatorische Widerstand zur geradlinigen Fahrzeugbeschleunigung entlang der Fahrbahn berechnet sich wie folgt:

$$F_{a,tran} = m_{ges} \cdot a \tag{2.4}$$

a Beschleunigung [m/s^2].

(Mit dieser Gleichung kann auch die Verzögerungskraft bei der Bremsung berechnet werden, wenn man die Beschleunigung negativ ansetzt, was aber an dieser Stelle nicht weiter interessieren soll.)

2.2.2 Rotatorischer Beschleunigungswiderstand

Wenn das Motorrad beschleunigt wird, müssen auch die Bewegungen aller Teile des Antriebsstrangs, also Kurbelwelle, Kupplung, Getrieberäder, Kettenräder etc. sowie die Drehung der Räder beschleunigt werden. Dazu ist ein Drehmoment erforderlich, das allgemein folgendermaßen berechnet wird:

$$M_a = \sum \Theta_i \cdot \alpha_i \quad \text{(Summe der Einzeldrehmassen bzw. -beschleunigung)} \tag{2.5}$$

Θ_i Massenträgheitsmoment (Drehmasse) [kg m^2]
α_i Winkelbeschleunigung [1/s^2]

Da die drehenden Teile von Motor und Antriebsstrang unterschiedliche Massenträgheitsmomente und wegen der Übersetzungen (Getriebe) unterschiedliche Winkelgeschwindigkeiten aufweisen, muss die Drehmomentberechnung für jedes Bauteil einzeln vorgenommen werden, was durch den Index *i* in der Gleichung symbolisiert wird. Man kann jedoch Massenträgheitsmomente unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Winkelbeschleunigungen zu einem einzigen Ersatz-Trägheitsmoment (reduziertes Trägheitsmoment Θ_{red}) auf einer Ersatzdrehachse zusammenfassen:

$$M_{a,red} = \Theta_{red} \cdot \alpha_{red} \tag{2.5a}$$

Zweckmäßigerweise werden die Trägheitsmomente von Motor- und Antriebsstrang so zusammengefasst, dass deren Ersatz-Trägheitsmoment ($\Theta_{red,AS}$) um die Hinterradachse wirkt. Bezieht man dieses Ersatz-Massenträgheitsmoment auf den dynamischen Hinterradradius $R_{dyn,H}$, ergibt sich aus dem Drehmoment eine Kraft im Berührpunkt zwischen Reifen und Fahrbahn. Dies ist dann der rotatorische Beschleunigungswiderstand von Motor und Antriebsstrang:

$$F_{a\,As} = \frac{\Theta_{red,AS} \cdot \alpha_{red}}{R_{dyn,HR}} \tag{2.6}$$

Damit errechnet sich der gesamte rotatorische Beschleunigungwiderstand des Motorrades zu

$$F_{a,rot} = \frac{\Theta_{red,AS} \cdot \alpha_{red}}{R_{dyn,HR}} + \frac{\Theta_{HR} \cdot \alpha_{HR}}{R_{dyn,HR}} + \frac{\Theta_{VR} \cdot \alpha_{VR}}{R_{dyn,VR}} \tag{2.7}$$

Da in die Berechnung des reduzierten Trägheitsmomentes die Übersetzung eingeht, ist der rotatorische Beschleunigungswiderstand abhängig von der gewählten Getriebestufe bzw. der wirksamen Gesamtübersetzung. Mit der allgemein gültigen Beziehung

$$a = \alpha \cdot R_{\mathrm{dyn}} \tag{2.8}$$

wird der Zusammenhang zwischen Winkelbeschleunigung und translatorischer Beschleunigung für das rollende Rad beschrieben, so dass Gl. 2.7 umgeschrieben werden kann

$$F_{\mathrm{a,rot}} = \frac{\Theta_{\mathrm{red,AS}} \cdot a}{R^2_{\mathrm{dyn,HR}}} + \frac{\Theta_{\mathrm{HR}} \cdot a}{R^2_{\mathrm{dyn,HR}}} + \frac{\Theta_{\mathrm{VR}} \cdot a}{R^2_{\mathrm{dyn,VR}}} \tag{2.9}$$

Nach dieser Umrechnung lassen sich translatorischer und rotatorischer Beschleunigungswiderstand leicht addieren, und der gesamte Beschleunigungswiderstand kann errechnet werden:

$$F_{\mathrm{a\,ges}} = F_{\mathrm{a\,tran}} + F_{\mathrm{a\,rot}} \tag{2.10}$$

bzw. als ausführliche Gleichung

$$F_{\mathrm{a\,ges}} = a \cdot \left[m_{\mathrm{ges}} + \frac{\Theta_{\mathrm{red,AS}}}{R^2_{\mathrm{dyn,HR}}} + \frac{\Theta_{\mathrm{HR}}}{R^2_{\mathrm{dyn,HR}}} + \frac{\Theta_{\mathrm{VR}}}{R^2_{\mathrm{dyn,VR}}} \right] \tag{2.10a}$$

Die rotatorischen Massen wirken beim Beschleunigen demnach so, als ob die Gesamtmasse des Motorrades sich erhöhen würde. Dies bedeutet in der Praxis, dass eine Gewichtsreduzierung der drehenden Teilen im Antriebsstrang sowie der Räder sich bezüglich der Beschleunigung zweifach auswirkt. Es vermindert sich die Motorradgesamtmasse als solche und zusätzlich der Beschleunigungswiderstand.

2.3 Leistungsbedarf und Fahrleistungen

Aus der Kenntnis aller Fahrwiderstände des Motorrades lassen sich Fahrleistungen und der Bedarf an Motorleistung ermitteln. Bei der unbeschleunigten Geradeausfahrt muss die Summe der stationären Fahrwiderstände überwunden und als Kraft vom Motor an das Hinterrad geliefert werden:

$$F_{\mathrm{ges}} = F_{\mathrm{R}} + F_{\mathrm{L}} + F_{\mathrm{st}} \tag{2.11}$$

Die Auftragung des gesamten Fahrwiderstandes über der Fahrgeschwindigkeit ergibt wegen der Geschwindigkeitsabhängigkeit (vgl. Abschn. 2.1) einen progressiv ansteigenden Verlauf, das sogenannte Fahrwiderstandsdiagramm, Abb. 2.5. Die Anteile der Einzelwiderstände am Gesamtwiderstand sind mit unterschiedlich grau gefärbten Flächen im Diagramm gekennzeichnet.

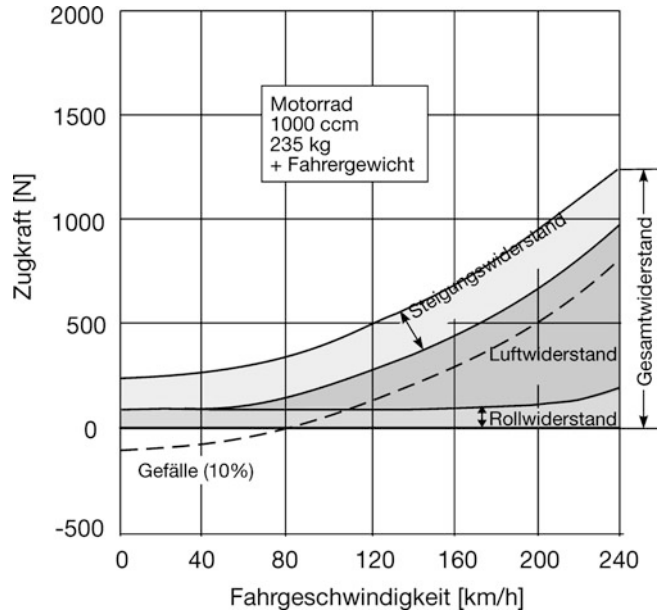


Abb. 2.5 Fahrwiderstände in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit

Man erkennt, dass der Rollwiderstand zwar klein ist, aber bei geringen Geschwindigkeiten den Gesamtwiderstand in der Ebene maßgeblich bestimmt. Er wird auch nie Null, weil die Verformung der Aufstandsfläche des Reifens auch im Stillstand vorhanden ist. Bei Geschwindigkeiten ab ca. 40 km/h wirkt sich der Luftwiderstand spürbar aus. Er übersteigt den Rollwiderstand ab ca. 60 km/h und wird zum dominierenden Widerstand bei höheren Fahrgeschwindigkeiten. Der Steigungswiderstand schließlich addiert sich zu den anderen Widerständen als konstante Größe. Er wird bei Gefälle negativ, d. h. er wirkt als antreibende Kraft und ist anfänglich deutlich größer als die anderen Fahrwiderstände („Hangabtriebskraft“).

Die Antriebskraft am Hinterrad, die sogenannte Zugkraft zur Überwindung der Fahrwiderstände, kann aus dem Drehmoment des Motors leicht errechnet werden:

$$Z = M_{\text{mot}} \cdot i_{\text{ges}} / R_{\text{dyn,HR}} \tag{2.12}$$

i_{ges} Gesamtübersetzung [–]

Die Gesamtübersetzung errechnet sich aus dem jeweiligen Getriebegang und der Hinterradübersetzung. Das Motordrehmoment muss aus der Drehmomentkurve nach Umrechnung der Fahrgeschwindigkeit in Motordrehzahl entsprechend abgelesen werden.

Die Zugkraft ist damit gangabhängig. Trägt man die nach Gl. 2.12 berechnete Zugkraft des Motors für jeden Getriebegang in das Fahrwiderstandsdiagramm ein, Abb. 2.6, erhält man das Zugkraftdiagramm. Wegen der größeren Übersetzung steigt die Zugkraft mit dem

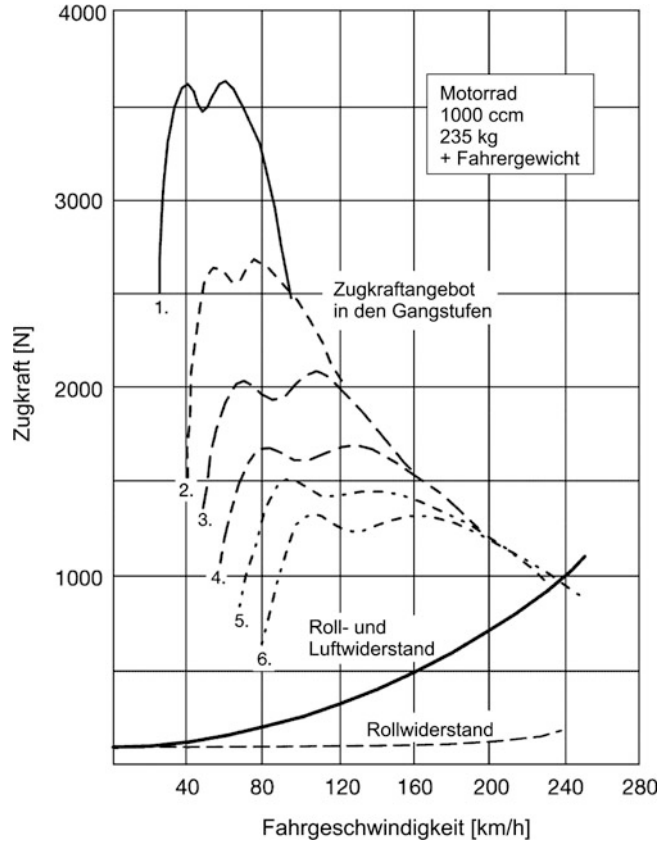


Abb. 2.6 Fahrwiderstand und Zugkraft in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit und Gangstufe

jeweils nächstkleineren Gang an, gleichzeitig nimmt der nutzbare Geschwindigkeitsbereich wegen der Drehzahlgrenzen des Motors ab. Der Fahrwiderstand ist nur für die Konstantfahrt in der Ebene (Steigung = 0) dargestellt.

Aus dem Zugkraftdiagramm lässt sich leicht ablesen, dass in weiten Geschwindigkeitsbereichen und besonders in den niedrigen Gängen, die Zugkraft (nicht die Leistung!) erheblich größer ist als der Fahrwiderstand. Dieser Zugkraftüberschuss kann für die Bergfahrt und die Beschleunigung ausgenutzt werden. Diese ist, wie aus der Erfahrung geläufig, in den unteren Gängen besonders groß und nimmt in höheren Gängen und mit steigender Geschwindigkeit ab. Würde man in das Diagramm zusätzlich noch die Beschleunigungswiderstände in Abhängigkeit verschiedener Beschleunigungswerte eintragen, könnte man am Schnittpunkt der Widerstandskurve mit den Zugkraftkurven die möglichen Beschleunigungen im jeweiligen Gang ablesen. Aus Gründen der Übersichtlichkeit soll an dieser Stelle darauf verzichtet werden und sich die weitere Betrachtung auf den stationären Fall beschränken.

Mit Zunahme der Fahrgeschwindigkeit nähern sich Zugkraftangebot und Fahrwiderstand einander an und schneiden sich bei einer bestimmten Geschwindigkeit. Dieser Schnittpunkt kennzeichnet die erreichbare Höchstgeschwindigkeit des Motorrades. Bei

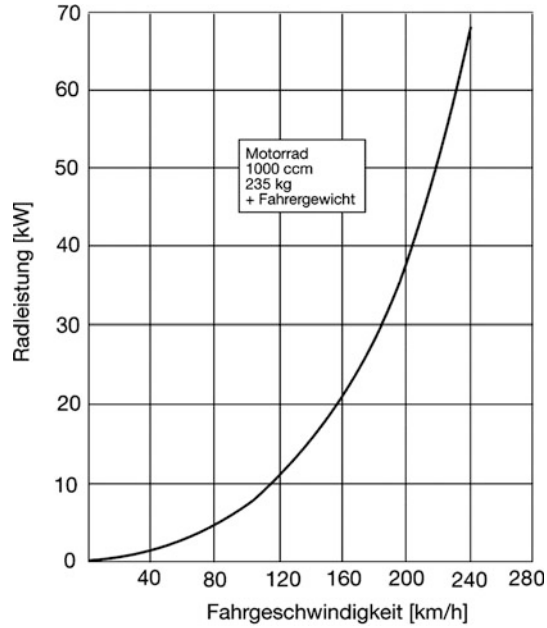


Abb. 2.7 Leistungsbedarf am Hinterrad (Radleistung) in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit

einer weiteren Geschwindigkeitssteigerung wird der Fahrwiderstand größer als die angebotene Zugkraft. Für eine exakte theoretische Ermittlung der Höchstgeschwindigkeit muss noch der Reifenschlupf berücksichtigt werden (vgl. Anhang). Dieser nimmt bei hohen Geschwindigkeiten Werte bis zu 20 % an, wodurch die erreichbare Höchstgeschwindigkeit etwas absinkt. Dies soll jedoch hier vernachlässigt werden.

Anhand des Zugkraftdiagramms lassen sich die Auswirkungen von Variationen an Motor, Getriebe und Hinterradübersetzung sowie am Fahrzeug vorhersagen. Die Übersetzungsabstimmung sowohl der einzelnen Getriebegänge als auch die Hinterrad- und damit die Gesamtübersetzung wird mit Hilfe des Zugkraftdiagramms vorgenommen. Die Schaltstufen im Getriebe sollten beispielsweise so gelegt werden, dass möglichst keine Zugkraftsprünge nach dem Gangwechsel auftreten, d. h. die Zugkraftkurven der einzelnen Gänge sollten sich idealerweise schneiden. Die Hinterradübersetzung sollte so mit dem letzten Getriebegang und der Drehmomentcharakteristik des Motors abgestimmt werden, dass beim Absinken der Fahrgeschwindigkeit infolge einer leichten Steigung ein genügend großer Zugkraftanstieg auftritt, um die Steigung ohne Zurückschalten zu bewältigen.

Bisher wurden nur die zur Fahrzeugbewegung notwendigen Kräfte betrachtet. In vielen Fällen ist eine Leistungsbetrachtung zweckmäßiger. Die Fahrwiderstandsleistung (Bedarfsleistung) für die Stationärfahrt erhält man aus dem Fahrwiderstand durch Multiplikation mit der Fahrgeschwindigkeit:

$$P_{FW} = F_{ges} \cdot v = (F_R + F_L + F_{st}) \cdot v \tag{2.13}$$

v Geschwindigkeit [m/s]

Sie muss vom Motor an das Hinterrad geliefert werden (Radleistung). Entsprechend errechnet sich die Leistung, die der Motor an der Kupplung abgeben muss zu:

$$P_{mot} = (F_R + F_L + F_{st}) \cdot v / \eta_{AS} \tag{2.13a}$$

η_{AS} mechanischer Wirkungsgrad des Antriebsstrangs [–]

Der mechanische Wirkungsgrad berücksichtigt die gesamten Reibungsverluste, die bei der Leistungsübertragung zum Hinterrad durch das Getriebe und den Ketten- bzw. Kardanantrieb verursacht werden. Er liegt üblicherweise zwischen 90 und 96 %. Der Leistungsbedarf in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit ist in Abb. 2.7 dargestellt.

Die dargestellten Werte wurden an einem Supersportmotorrad mit Verkleidung ermittelt. Der Leistungsbedarf bei Geschwindigkeiten unter 100 km/h ist überraschend gering, steigt dann aber zu hohen Fahrgeschwindigkeiten steil an. Der Grund ist sofort erkennbar, wenn man in Gl. 2.13 die komplette Berechnungsformel Gl. 2.2 für den Luftwiderstand einsetzt. Dann ergibt sich, dass die Bedarfsleistung in der 3. Potenz mit der Fahrgeschwindigkeit ansteigt. Für eine Verdoppelung der Geschwindigkeit ist demnach, wenn man nur den Luftwiderstand betrachtet, die achtfache Motorleistung erforderlich. Im realen Fall, d. h. bei Berücksichtigung der gesamten Fahrwiderstände, beträgt der Leistungsbedarf bei einer Geschwindigkeitsverdoppelung etwa das 5- bis 6-fache des Ausgangswertes (die Bedarfsleistung ist ja wegen des Rollwiderstands anfänglich größer).

Part II
Motor und Antrieb

3 Arbeitsprozess, Funktion und konstruktive Ausführung von Motorradmotoren

Jürgen Stoffregen

Nachdem im vorigen Kapitel der Leistungsbedarf für das Motorrad betrachtet wurde, soll nun auf den Motor als Leistungserzeuger eingegangen werden.

Motorradmotoren zeichnen sich gegenüber allen anderen Fahrzeugmotoren durch höchste Leistungsdichte, kompakteste Bauart und geringes Gewicht aus. Sie zeigen darüber hinaus eine große Vielfalt und Variantenreichtum in der konstruktiven Bauausführung. Zusatzanforderungen, die in der heutigen Zeit an Motorradmotoren gestellt werden müssen, sind Umweltverträglichkeit, d. h. Schadstoff- und Geräuscharmut, geringer Kraftstoffverbrauch, Zuverlässigkeit und Wartungsarmut. Dennoch ist beim Motorradmotor nach wie vor die maximale Hubraumleistung ein vorrangiges Entwicklungsziel, weil der Wunsch des Motorradfahrers nach höchsten Fahrleistungen ungebrochen ist.

Alle Faktoren, die Einfluss auf die Leistungsentwicklung eines Verbrennungsmotors haben, lassen sich aus einer theoretischen Betrachtung des motorischen Arbeitsprozesses ableiten. Diese wird daher allen weiteren Kapiteln zum Thema Motor vorangestellt und mündet in einer Formel, mit der die Motorleistung grundsätzlich vorausberechnet werden kann. Eine solche Vorgehensweise hat sich als sehr nützlich erwiesen, weil sie zum Grundverständnis der komplexen Zusammenhänge und Wechselwirkungen beim Verbrennungsmotor beiträgt. Es schließt sich eine Betrachtung der Ladungswechselvorgänge an, die für die Leistung des Motors von ausschlaggebender Bedeutung sind. Danach wird auf die grundsätzlichen Vorgänge und Mechanismen bei der Verbrennung im Motor eingegangen.

Gas- und Massenkräfte bestimmen wesentlich die Bauteilbelastung im Motor. Auf sie wird ausführlich eingegangen, bevor dann die konstruktive Gestaltung der wichtigsten Motorbauteile ausführlich und anhand ausgeführter Beispiele erläutert wird.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2018
J. Stoffregen, *Motorradtechnik*, ATZ/MTZ-Fachbuch
https://doi.org/10.1007/978-3-658-07446-3_3

Der zweite große Themenbereich, die versuchsseitige Leistungsauslegung des Motors, wird in einem separaten Kapitel abgehandelt. Dabei wird auf die Grundlagen, die im nachfolgenden Abschnitt erarbeitet werden, zurückgegriffen.

3.1 Motorischer Arbeitsprozess und seine wichtigsten Kenngrößen

Der Verbrennungsmotor ist eine Wärmekraftmaschine, in der durch Verbrennen eines Kraftstoff-Luft-Gemisches die im Kraftstoff chemisch gebundene Energie in mechanische Arbeit umwandelt und als Leistung an der drehenden Kurbelwelle abgegeben wird. Die Umwandlung kann prinzipiell nach verschiedenen Verbrennungs- und Arbeitsverfahren (Otto- und Dieselverfahren im Zwei- und Viertaktprozess) und thermodynamischen Kreisprozessen erfolgen [3.1, 3.2]. Moderne Motorradmotoren sind, von ganz wenigen Ausnahmen (Nischen und Kleinhersteller) abgesehen, ausschließlich Ottomotoren. Obwohl die Zweitaktmotoren eine erfolgreiche Historie aufweisen und Jahrzehnte im Rennsport dominierten, sind sie auf dem Rückzug. Heute werden aus Abgas- und Verbrauchsgründen fast nur noch Viertaktmotoren verwendet. Im Rahmen dieses Buches nimmt der Viertaktmotor daher den größeren Raum ein, doch auf die Grundlagen und Funktionsweise des Zweitakters wird ebenso eingegangen wie auf besonders interessante Konstruktionen.

3.1.1 Energiewandlung im Viertakt- und Zweitaktprozess

Der Energiewandlungsprozess im Motor soll zunächst rein schematisch betrachtet werden, Abb. 3.1.

Dem Motor wird mit dem Gemisch Energie zugeführt, und er gibt nach der Energiewandlung Nutzarbeit ab. Aus naturgesetzlichen Gründen kann die Umwandlung der chemischen Energie in einer realen Maschine niemals vollständig erfolgen. Die unvermeidlichen Verluste der Energiewandlung kennzeichnet der Prozesswirkungsgrad η, der das Verhältnis von abgegebener mechanischer Arbeit zur zugeführten (chemischen) Energie angibt. Verluste entstehen im Verbrennungsmotor beispielsweise durch unvollständige Verbrennung, durch die Wärmeabgabe an die Umgebung (Kühlung und Abgaswärme), durch die Art der Verbrennungsprozessführung und schließlich durch mechanische Reibung.

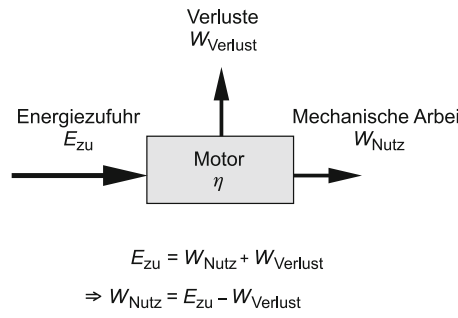


Abb. 3.1 Schema der Energiewandlung im Motor

Der Energiewandlungsprozess im Motor lässt sich auch formelmäßig leicht beschreiben:

$$W = (H_{\mathrm{Kr}} \cdot m_{\mathrm{Kr}} \cdot \eta) - W_{\mathrm{reib}} \tag{3.1}$$

W Arbeit an der Kurbelwelle [J oder W]
H_{Kr} Heizwert des Kraftstoffes [J/g]
m_{Kr} zugeführte Kraftstoffmasse [g]
η Prozesswirkungsgrad [–]
W_{reib} Mechanische Reibarbeit im Motor [J]

Die zugeführte chemische Energie ergibt sich aus dem Produkt von Heizwert und Kraftstoffmasse, wobei der Heizwert eine Stoffgröße ist, die von der chemischen Zusammensetzung des Kraftstoffs abhängt. Diese sehr allgemein gehaltene Energiebilanz kann nun weiter an die *realen* Gegebenheiten des Motorbetriebs angepasst werden. Dazu ist es zweckmäßig, zunächst kurz den Viertakt-Arbeitsprozess zu betrachten, Abb. 3.2, auch wenn dieser weitgehend als bekannt vorausgesetzt werden kann.

Beim *Viertaktverfahren* werden für die Arbeitserzeugung jeweils zwei Umdrehungen der Kurbelwelle benötigt. Der Prozess beginnt mit dem Ansaugen eines Kraftstoff-Luftgemisches, sobald der Kolben sich aus seiner obersten Stellung (oberer Totpunkt, OT) nach unten bewegt. Das Gemisch strömt über ein Hubventil in den Motor, das über eine von der Kurbelwelle angetriebene Nockenwelle geöffnet wird.

Im Bereich der untersten Kolbenstellung (unterer Totpunkt UT), wenn die Sogwirkung des Kolbens nachlässt, schließt das Einlassventil und der Kolben verdichtet das angesaugte Gasgemisch bei seinem Aufwärtsgang. Kurz vor Erreichen des oberen Totpunktes wird durch einen Hochspannungsfunken an der Zündkerze die Entflammung des Gemisches eingeleitet. Der Kolben bewegt sich derweil weiter und überschreitet den oberen Totpunkt. Die Verbrennung breitet sich jetzt nahezu schlagartig im Brennraum aus, so dass beim Abwärtsgang des Kolbens der volle Explosionsdruck auf den Kolben wirkt. Es wird dabei Arbeit geleistet, indem das Gas expandiert und der Gasdruck über den Kolben und das Pleuel auf die Kurbelwelle wirkt und diese antreibt. Im Bereich des unteren Totpunktes öffnet dann das Auslassventil, und das verbrannte Abgas wird beim nachfolgenden Aufwärtsgang des Kolbens aus dem Zylinder verdrängt. Damit ist der Arbeitszyklus vollendet, und der Prozess kann erneut mit dem Ansaugen von Frischgas starten.

Genaueren Aufschluss über den Arbeitsprozess gewinnt man, indem man das sogenannte p-v-Diagramm aufzeichnet, Abb. 3.3. Dabei wird über dem Hubvolumen, das proportional zur Kurbelwellenstellung ist, der jeweils im Zylinder herrschende Druck aufgetragen.

Beim Ansaugvorgang erzeugt der abwärtsgehende Kolben einen geringen Unterdruck im Zylinder, weil im Ansaugrohr und am Einlassventil Strömungswiderstände auftreten, die den Frischgasstrom drosseln. Für den Ansaugvorgang muss also Arbeit aufgewendet werden. Umgekehrt erfolgt das Ausschieben des Abgases gegen einen Überdruck, weil das Auslassventil ebenfalls eine Drosselstelle darstellt und sich im Abgasrohr und Auspuffsystem ein Gegendruck aufstaut. Auch das Ausschieben bedeutet also einen Arbeitsaufwand. Beide Arbeitsaufwände zusammen werden als Ladungswechselarbeit bezeichnet und sind im Dia-

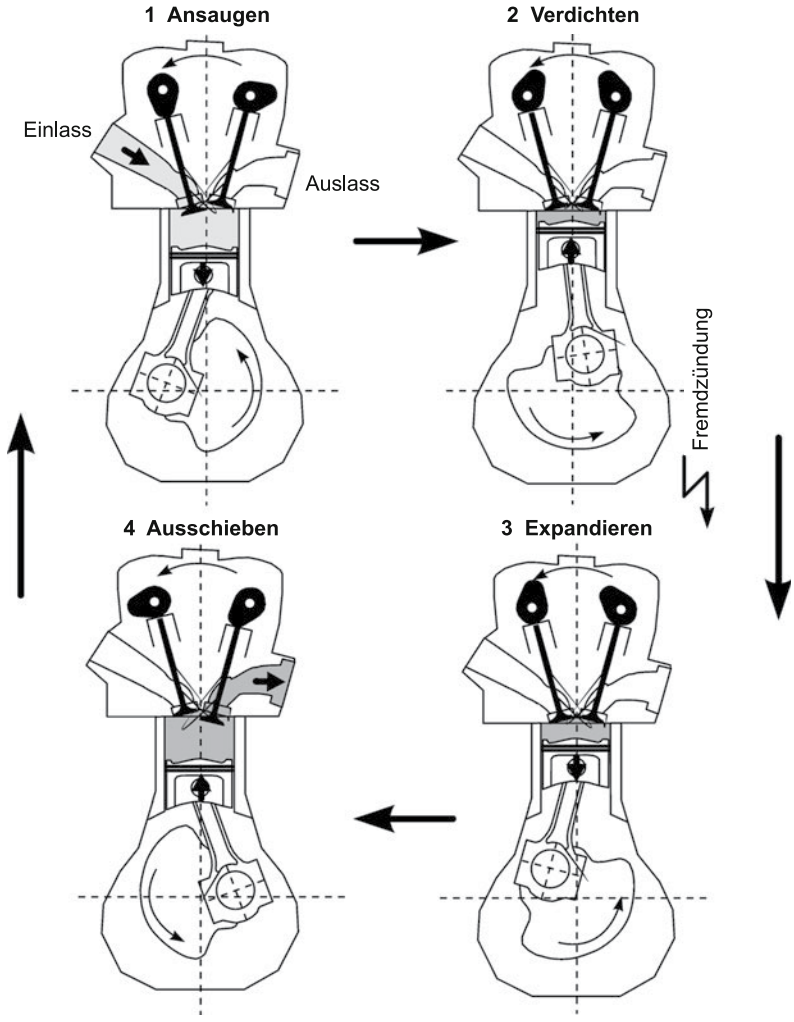


Abb. 3.2 Viertakt-Arbeitsprozess beim Ottomotor

gramm durch die schmale umschlossene Fläche der *Ladungswechselschleife* gekennzeichnet. Gemäß der Definition der Arbeit als Kraft entlang eines Weges entspricht der Flächeninhalt der Ladungswechselschleife dem Betrag der aufzuwendenden Arbeit. Je größer also die Strömungswiderstände beim Ansaugen und Ausschieben werden, umso größer werden Unterdruck bzw. Überdruck, und damit steigt der Arbeitsaufwand für den Ladungswechsel.

Auch für die Kompression des Frischgases muss Arbeit ins System hineingesteckt werden, doch wird diese Arbeit bei der Expansion teilweise zurückgewonnen (Gasfeder). Der eigentliche Arbeitsgewinn ergibt sich aus der Expansion des Gases im Motor nach der Verbrennung. Der Flächeninhalt der sogenannten Hochdruckschleife ist das Maß für die Arbeit, die aus der Verbrennung gewonnen wird. Man erkennt unmittelbar, dass der Arbeits-

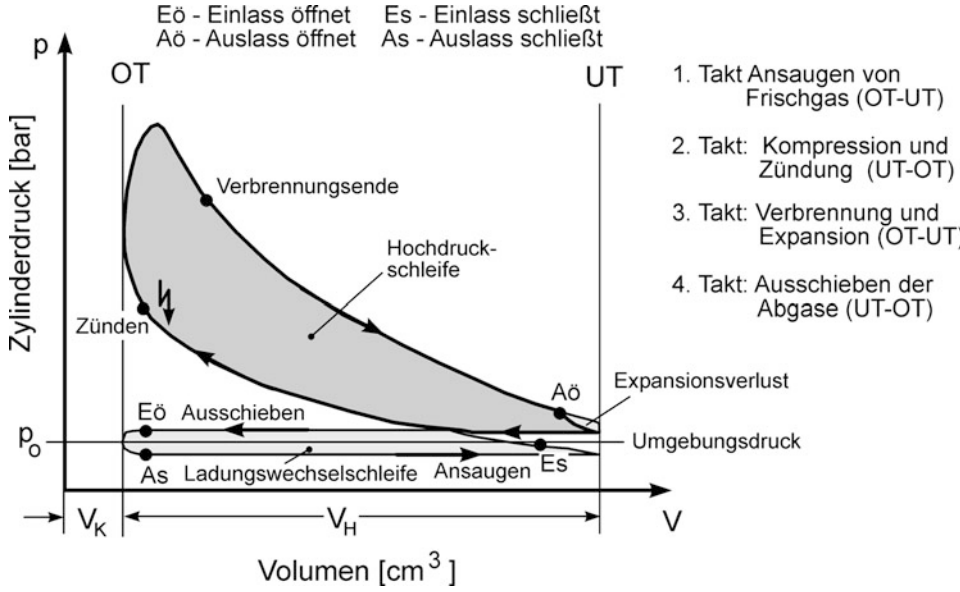


Abb. 3.3 *p-v*-Diagramm des Viertakt-Arbeitsprozesses

gewinn umso größer wird, je höher der Verbrennungsdruck ausfällt. Es wird darüber hinaus deutlich, dass die Verbrennung im Motor nicht zu früh erfolgen darf, weil sonst der Kolben gegen den sich entwickelnden Verbrennungsdruck arbeiten muss. Sie darf aber auch nicht zu spät einsetzen, weil bis zur vollen Ausbildung des Gasdrucks eine gewisse Zeit vergeht, in der der Kolben sich ja weiter bewegt. Zu späte Verbrennung bedeutet, dass der Kolben schon wieder abwärts geht, bevor der Verbrennungsdruck sein Maximum erreicht hat. Damit wird dann Expansionsweg verschenkt. Die nutzbare Arbeit an der Kurbelwelle ergibt sich durch Abzug der Ladungswechselarbeit vom Arbeitsgewinn des Hochdruckprozesses.

Auf eine Besonderheit im Arbeitsprozess soll bereits an dieser Stelle hingewiesen werden, weil sie auch im Diagramm erkennbar ist, nämlich die Öffnungs- und Schließzeitpunkte der Ventile. Sie liegen nicht genau in den Totpunkten, sondern etwas davor bzw. dahinter. Der Grund dafür sind Eigenschaften der Ventilsteuerung und die Ausnutzung von gasdynamischen Effekten. In den Abschn. 3.2 und 4.1 wird darauf ausführlich eingegangen. Für den Arbeitsprozess bedeutet die verschobene Lage dieser Zeitpunkte, dass die Expansion mit Beginn der Auslassventilöffnung, d. h. einige Zeit vor dem UT, beendet ist. Durch den Druckabfall, der sich bei Ventilöffnung sofort einstellt, ergibt sich ein Verlust an Arbeit (Expansionsverlust). Infolge positiver Effekte aus der Gasdynamik (Abschn. 4.1) wird dieser Nachteil jedoch überkompensiert.

Beim *Zweitaktverfahren* wird bei jeder Kurbelwellenumdrehung Arbeit erzeugt. Ladungswechsel und Verbrennung finden also während einer einzigen Umdrehung der Kurbelwelle statt. Theoretisch könnte der Zweitaktmotor damit bei gleichem Hubraum die doppelte Leistung wie der Viertaktmotor entwickeln. Da aber für Ladungswechsel und Verbrennung eine kürzere Zeit als beim Viertakter verbleibt und aufgrund später noch zu

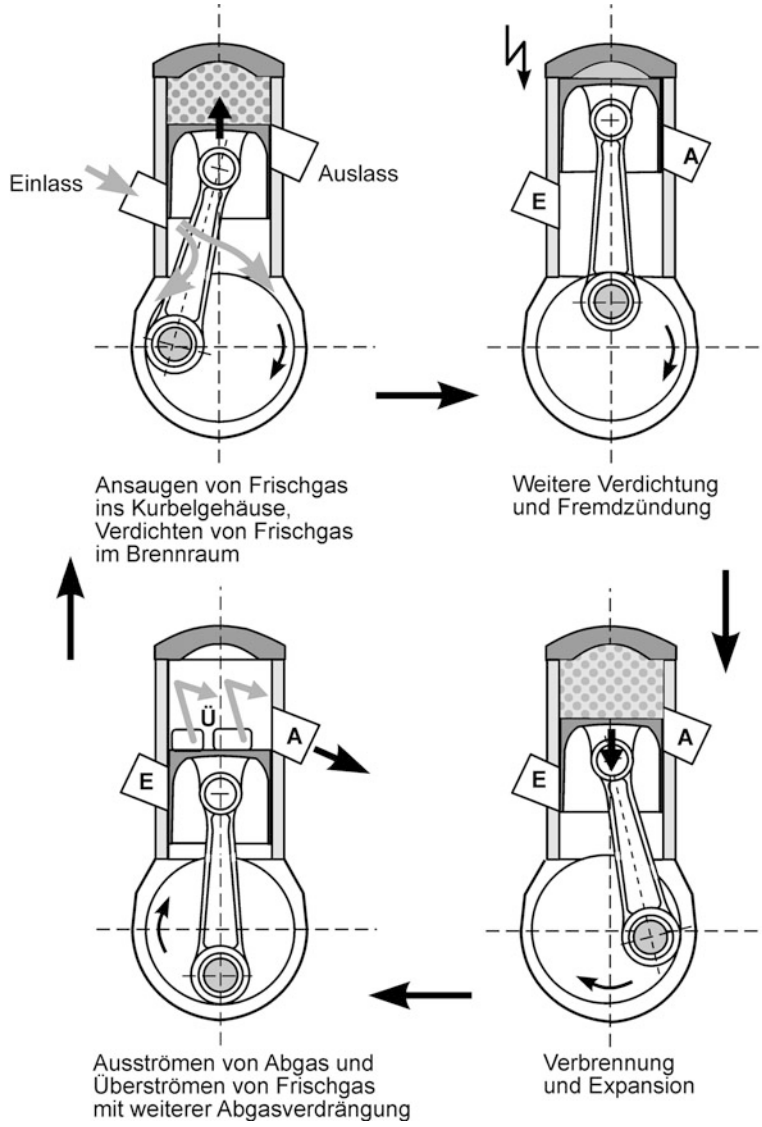


Abb. 3.4 Zweitakt-Arbeitsprozess beim Ottomotor

erläuternder Gründe, fällt der realisierbare Leistungsvorteil beim Zweitaktmotor deutlich geringer aus. Zunächst soll der grundsätzliche Arbeitsprozess des Zweitakters in der gleichen Weise wie beim Viertakter erklärt werden, Abb. 3.4.

Betrachtet wird die einfachste Ausführung des Zweitaktmotors mit Schlitzsteuerung und Kurbelkastenspülung. Die Steuerung des Ladungswechsels erfolgt dabei allein über Fenster am Zylinderumfang, die durch den Kolben bei seiner Auf- und Abwärtsbewegung wechselweise verschlossen und wieder freigegeben werden. Die Kolben*unterseite* saugt

beim Aufwärtsgang des Kolbens Frischgas in das *Kurbelgehäuse*. Gleichzeitig wird das oberhalb des Kolbenbodens befindliche Kraftstoff-Luftgemisch verdichtet und kurz vorm Erreichen des oberen Totpunktes (OT) gezündet. Die Verbrennung setzt ein und während der Expansionsphase beim Abwärtsgang des Kolbens (von OT nach UT) wird Arbeit geleistet. Bei der Abwärtsbewegung des Kolbens wird das zuvor angesaugte Frischgas im Kurbelgehäuse verdichtet. Sobald der Kolben die Überströmschlitze am Zylinderumfang überfahren und freigegeben hat, kann das vorverdichtete Gas aus dem Kurbelgehäuse durch sogenannte Überströmkanäle, die das Kurbelgehäuse mit dem Brennraum verbinden, in den Brennraum strömen. Dabei verdrängt das einströmende Frischgas das im Zylinder befindliche Abgas aus der vorherigen Verbrennung. Es strömt aus dem vom Kolben freigegebenen Auslassschlitz in den Auspuff. Durch entsprechende Gestaltung der Überströmkanäle wird versucht, die Frischgasströmung so zu führen, dass das Abgas möglichst vollständig verdrängt wird, ohne sich mit dem Frischgas zu vermischen. Beim anschließenden Aufwärtsgang verschließt der Kolben den Auslassschlitz und die Überströmkanäle wieder, so dass das Frischgas verdichtet werden kann. Gleichzeitig wird der Einlassschlitz freigegeben, so dass infolge des sich unterhalb des Kolbens aufbauenden Unterdrucks erneut Frischgas ins Kurbelgehäuse einströmen kann. Detailliert wird auf die Vorgänge beim Ladungswechsel des Zweitakters im Abschn. 3.3 eingegangen.

Lage, Größe und Anordnung der Steuerschlitze nehmen naturgemäß großen Einfluss auf den Ladungswechsel und die Funktionsgüte von Zweitaktmotoren. Wegen der zwangsläufig kurzen Öffnungsdauern der Steuerschlitze müssen diese große Querschnitte aufweisen, um trotz der kurzen Zeit einen ausreichenden Gasdurchsatz zu ermöglichen. Da es strömungstechnisch nicht gelingt, die zeitgleich am Zylinder ein- und austretenden Gasströme vollständig zu trennen, kommt es zu einer teilweisen Vermischung von Frischgas und Abgas und zum Übertritt von Frischgas in den Auspuff. Dies und einige weitere Effekte verschlechtern die Energieausbeute des Zweitaktmotors, so dass ein Teil seines Leistungsvorteils gegenüber dem Viertakter verlorengeht. Das *p*-*v*-Diagramm des Zweitaktprozesses zeigt Abb. 3.5.

Der grundlegende Unterschied zum Diagramm des Viertaktmotors besteht im Fehlen der sogenannten Ladungswechselschleife. Sie fehlt, weil beim schlitzgesteuerten Zweitakter das Frischgas zunächst ins Kurbelgehäuse gesaugt wird und erst nach der dortigen Vorkompression in den Brennraum überströmt. Dieser Teil des einlassseitigen Ladungswechsels wird vom klassischen *p*-*v*-Diagramm nicht erfasst, weil dieses nur die Vorgänge im Brennraum darstellt. Daraus darf jedoch *nicht* geschlossen werden, dass beim Zweitakter für den Ladungswechsel keine Arbeit aufgewendet werden muss. Der Aufwärtsgang des Kolbens erzeugt im Kurbelgehäuse Unterdruck, der auf die Unterseite des Kolbens einwirkt, was bedeutet, dass Arbeit aufgewendet werden muss (Ansaugarbeit). Der Auslass des Abgases erfordert zwar keinen direkt erkennbaren Arbeitsaufwand, weil das Abgas anfänglich aufgrund seines restlichen Überdrucks aus dem Zylinder strömt und gegen Ende des Ladungswechsels vom einströmenden Frischgas verdrängt wird. Allerdings muss der abwärtsgehende Kolben den notwendigen Überdruck im Kurbelgehäuse für das Überströmen des Frischgases erzeugen. Damit ergibt sich dann doch ein Arbeitsaufwand (Überströmarbeit), der die Nutzarbeit des Kolbens bei der Expansion verringert.

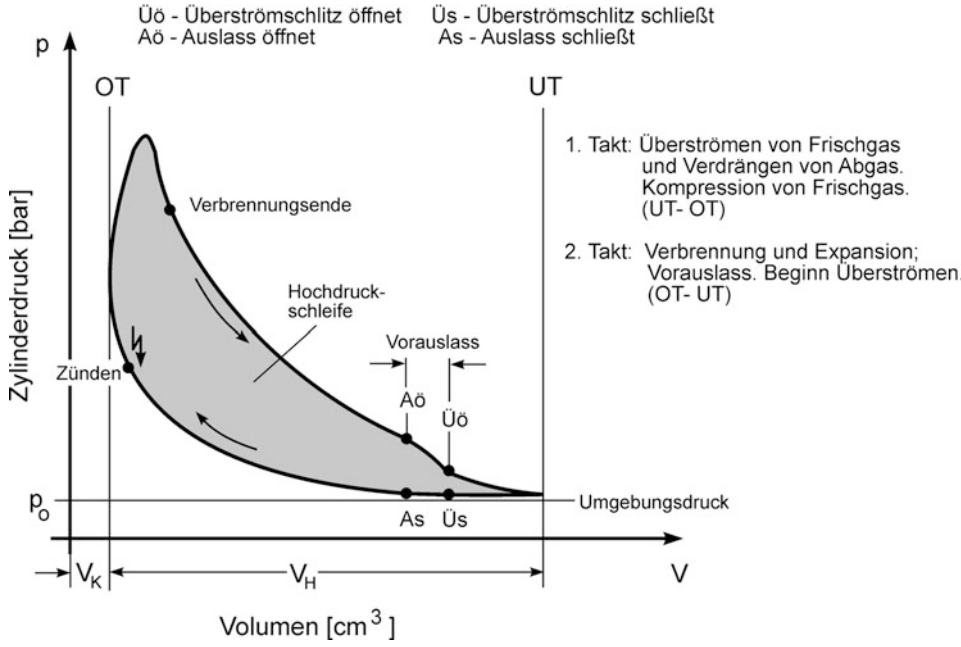


Abb. 3.5 *p-v*-Diagramm des Zweitakt-Arbeitsprozesses

Für den gesamten Ladungswechsel des Zweitakters, müsste also der Druckverlauf im Kurbelgehäuse zusätzlich erfasst werden, worauf an dieser Stelle aber verzichtet wird. Zylinderseitig herrscht, wie man bei genauer Betrachtung des Diagramms feststellt, beim Zweitakter immer geringer Überdruck (bezogen auf die Umgebung).

Wir kehren nun zu der anfänglichen Energiebetrachtung zurück und arbeiten die neuen Erkenntnisse in die Berechnungsformel der Energiewandlung ein, wobei der Betrachtungsschwerpunkt auf den Viertaktprozess gelegt wird.

3.1.2 Reale Prozessgrößen und ihr Einfluss auf die Motorleistung

Da der Ottomotor pro Arbeitstakt ein *Gemisch* aus Luft und Kraftstoff ansaugt (auch bei Saugrohreinspritzung), ersetzen wir in der Gl. 3.3 den Kraftstoffheizwert durch den Heizwert des angesaugten Gemisches. Das angesaugte Gemischvolumen entspricht dabei näherungsweise dem Hubraum des Motors (bei vollständiger Restgasausspülung kommt noch das Volumen des Kompressionsraumes hinzu). Dieser sogenannte *volumetrische Gemischheizwert* kann aus dem Kraftstoffheizwert unter Berücksichtigung der Dichte leicht berechnet werden.

Die *allgemeine* Gleichung für den Gemischheizwert lautet:

$$H_{\text{gem}} = H_{\text{Kr}} \frac{m_{\text{Kr}}}{m_{\text{L}}/\rho} \tag{3.2}$$

Tab. 3.1 Heizwerte von Kraftstoffen und stöchiometrischen Gemischen mit Luft

Kraftstoff bzw. Gemisch	Benzin	Methan (Erdgas)	Methanol	Wasserstoff
Unterer Heizwert [J/g]	42.700	50.011	19.510	119.973
Gemischheizwert [J/cm^3] bei 15 °C und 1,013 bar	ca. 3,5	3,22	3,30	3,03
Dichte [g/cm^3] bei 15 °C und 1,013 bar	0,73	0,717	0,80	(bei 0 °C) 0,0899

Zwischen den verschiedenen Benzinsorten besteht kein nennenswerter Unterschied im Heizwert. Ein Leistungseinfluss zwischen den Kraftstoffsorten ist nicht festzustellen

H_{gem} Volumetrischer Gemischheizwert [J/cm^3]
m_{Kr} zugeführte Kraftstoffmasse [g]
m_L zugeführte Luftmasse [g]
ρ Gemischdichte [g/cm^3]

Die Gasausdehnung und die T atsache, dass das Gemischvolumen mit zunehmender Temperatur weniger Luft- und Kraftstoff*masse* enthält, ist damit berücksichtigt. Weil der Kraftstoff beim Ottomotor weitgehend dampf- bzw. gasförmig im Kraftstoff-Luftgemisch enthalten ist und dadurch ein nicht vernachlässigbares Volumen einnimmt, muss beim Ottomotor die Berechnungsgleichung für den Gemischheizwert erweitert werden. Die korrekte Gleichung für den Gemischheizwert beim Ottomotor lautet dann:

$$H_{gem,\,Otto} = H_{Kr}\frac{m_{Kr}}{m_{Kr}/\rho_{oK} + m_L/\rho_{oL}} \tag{3.2a}$$

In dieser Gleichung stehen die Ausdrücke ρ_{oL}, ρ_{oK} für die Dichte der Luft, bzw. des gasförmigen Kraftstoffs bei Umgebungszustand.

Der Gemischheizwert nimmt mit zunehmender Temperatur ab und mit zunehmendem Umgebungsdruck zu. In Tab. 3.1 sind für verschiedene Kraftstoffe die reinen Heizwerte und die Gemischheizwerte der entsprechenden Kraftstoff-Luft-Mischungen angegeben.

Interessant ist bei dem Vergleich von Gemisch- und Kraftstoffheizwerten in der Tabelle, dass Wasserstoff, obwohl er einen fast dreifachen Heizwert gegenüber Benzin aufweist, in Mischung mit Luft einen geringeren Gemischheizwert hat als das entsprechende Benzin-Luft-Gemisch (ca. 86 %). Eine Umstellung auf Wasserstoffbetrieb würde also eine 14 %ige Leistungseinbuße des Motors bedeuten. Die Verwendung von Alternativkraftstoffen in Motorradmotoren ist allerdings in absehbarer Zeit nicht zu erwarten, denn sie ist auch beim Automobil nur sehr vereinzelt oder in Forschungs- bzw. Prototypenfahrzeugen verwirklicht.

Durch Einfügen der Motordrehzahl, des Gemischheizwertes und der tatsächlichen Reibung gewinnen wir jetzt aus der allgemeinen Energiegleichung Gl. 3.1 die angestrebte Formel zur *Leistungsberechnung* des Verbrennungsmotors:

$$P_e = \left(H_{gem} \cdot V_{h,k} \cdot \eta_{pr} \cdot \lambda_l\right) \cdot \frac{n}{i} - \left(M_{reib} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n\right) \tag{3.3}$$

Neue Größen sind:

P_e	effektive Motorleistung [W]
$V_{h,k}$	Summe aus Motorhubvolumen und Kompressionsvolumen [cm^3]
λ_l	Luftliefergrad [–]
n	Motordrehzahl [1/s]
i	Faktor für den Arbeitsprozess (Viertakt $i = 2$, Zweitakt $i = 1$)
M_{reib}	Gesamtreibungsmoment, an der Kurbelwelle gemessen

Die dem Motor pro Arbeitshub zugeführte Energie wird in obiger Gleichung durch das Produkt aus Gemischheizwert und Hubraum angegeben. Der Faktor i berücksichtigt mit dem Wert 2, dass beim Viertaktmotor nur bei jeder zweiten Umdrehung Arbeit geleistet wird. Der Luftliefergrad λ_l (vgl. Gl. 3.4) gibt an, welcher Gasvolumenanteil ausgehend vom theoretischen Optimum (= Hubvolumen + Kompressionsvolumen) nach Abschluss des Ladungswechsels tatsächlich für die Verbrennung im Zylinder verbleibt. Er berücksichtigt damit sämtliche Frischgasverluste, die beim Motorbetrieb auftreten.

Damit ist die Leistungsformel komplett, und mit ihrer Hilfe können jetzt sämtliche Faktoren, die die Motorleistung beeinflussen, abgeleitet werden. Grundsätzlich gilt, dass zur Erzielung hoher Motorleistung alle Größen mit Ausnahme der Reibung möglichst hohe Werte annehmen sollten.

Die erste Größe in der Leistungsformel, der Kraftstoffheizwert, bietet bei Serienmotoren, die mit *handelsüblichen Kraftstoffen* betrieben werden, keinen praktisch nutzbaren Ansatzpunkt für eine merkliche Leistungsbeeinflussung. Die Heizwertstreuungen handelsüblicher Kraftstoffe sind derart gering, – auch zwischen Normal- und Superbenzin ist der Unterschied bedeutungslos –, dass sie keine unmittelbaren Auswirkungen auf die Leistungsabgabe eines realen Motors haben. Ausnahmen bilden hier lediglich im Handel nicht erhältliche, speziell hergestellte Kraftstoffgemische für den Einsatz in Renn- und Rekordfahrzeugen. Durch die höhere Klopffestigkeit von Superbenzin ist allerdings in manchen Fällen über den Nebeneffekt einer günstigeren Zündeinstellung eine leichte Leistungssteigerung möglich, darauf wird detailliert im Abschn. 3.4 eingegangen. Der *Gemischheizwert* hingegen nimmt in der Praxis unmittelbaren Einfluss auf die Motorleistung, wie man anhand der Gl. 3.2a leicht einsieht. Mit sinkender Gemischtemperatur steigt die Gemischdichte an und damit auch der Gemischheizwert. Letztlich wird dem Motor bei niedriger Temperatur eine größere Luft- und damit auch Kraftstoff*masse* zugeführt, d. h. der Energiegehalt der Frischladung vergrößert sich und damit auch die abgegebene Leistung.

Beachtet werden muss auch, dass die sich rein formelmäßig ergebende Steigerung des Heizwertes bei willkürlicher Erhöhung nur der Kraftstoffmasse im Gemisch nicht genutzt werden kann. Es fehlt in diesem Fall die zur Verbrennung notwendige Luft. Die Anzahl der in der Verbrennungsluft vorhandenen Sauerstoffmoleküle legt in Abhängigkeit der chemischen Zusammensetzung des Kraftstoffs das Mengenverhältnis zwischen Luft und Kraft-

stoff genau fest. Bei handelsüblichem Benzin beträgt das Massenverhältnis für die angestrebte vollständige Verbrennung rund 14,8 : 1 (stöchiometrisches Gemisch). Zur vollständigen Verbrennung von 1 kg Kraftstoff werden also rund 14,8 kg Luft benötigt. Das entspricht bei Raumtemperatur etwa 10.000 l Luft für 1 l flüssigen Kraftstoff. Ein Mehr an Kraftstoff kann also wegen Sauerstoffmangels nicht verbrennen, damit auch keine Nutzarbeit erzeugen und wird mit dem Abgas unverbrannt wieder ausgestoßen. Allerdings bewirkt in der Praxis ein geringer Kraftstoffüberschuss eine Abkühlung des Gemisches (Verdampfungskälte), die zu einer höheren Gemischdichte (siehe oben) und damit höherer Leistung führt. Dies wird bei den meisten Motoren in der Volllast auch ausgenutzt (Volllastanfettung).

Dass die Leistung unmittelbar von der Motorgröße, d. h. dem Hubvolumen abhängt, bedarf keiner näheren Erläuterung. Aber bereits die Frage, auf wie viele Zylindereinheiten sich der Hubraum verteilen soll, ist unter Leistungsaspekten von Bedeutung. Aus thermodynamischen Gründen (s. u.) ist der Prozesswirkungsgrad bei Hubräumen zwischen etwa 200 und 400 cm^3 pro Zylinder am günstigsten. Daher (und aus Gründen, auf die später noch eingegangen wird) können z. B. bei 1000 cm^3 Hubraum mit Vierzylindermotoren prinzipiell höhere Leistungen erzielt werden als mit entsprechenden Zweizylindermotoren. Die größere Anzahl bewegter Teile mit entsprechend höherer Reibarbeit mindern zwar in gewisser Hinsicht den Leistungsvorteil. Durch entsprechende Grundauslegung (kurzhubig) und konstruktiven Maßnahmen zur Reibungsminimierung wird dieser Effekt aber überkompensiert.

Der Prozesswirkungsgrad wird neben einigen anderen Faktoren maßgeblich vom Verdichtungsverhältnis, dem Oberflächen-Volumenverhältnis des Brennraums bzw. Zylinders und der Verbrennungsgeschwindigkeit beeinflusst. Günstig ist hierbei ein schnelles Durchbrennen des Kraftstoff-Luftgemisches, wozu eine kompakte Brennraumform mit zentraler Zündkerzenposition und allseitig kurzen Flammwegen zu den Brennraumwänden notwendig ist. Von der Konstruktion des Zylinderkopfes lässt sich hier Einfluss nehmen. Heutige 4-Ventilkonstruktionen mit flachen, dachförmigen Brennräumen bieten in der Regel gute Voraussetzungen für einen guten Prozesswirkungsgrad und damit für hohe Leistung.

Der Luftliefergrad λ_l ist die wichtigste Größe, mit der die Leistung eines Verbrennungsmotors beeinflusst werden kann. Wie schon erwähnt, kennzeichnet sie die Güte des Ladungswechsels, man könnte auch sagen die Ausnutzung des Hubraums.

Die Definition des Luftliefergrades lautet:

$$\lambda_l = \frac{m_{FZ}}{\rho_0 \cdot V_H} \tag{3.4}$$

m_{FZ} verbliebene Frischgasmasse im Zylinder nach dem Laydungswechsel
ρ_0 Frischgasdichte beim Normzustand (1,013 bar und 15 °C)

Im Zahlenwert des Luftliefergrades sind also folgende Verluste beim Ladungswechsel enthalten:

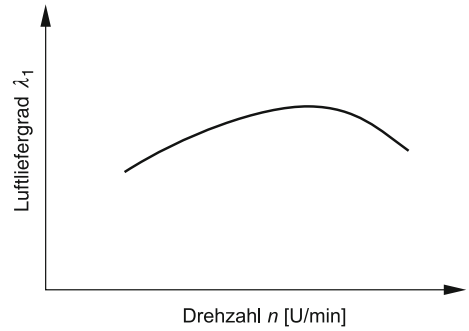


Abb. 3.6 Luftliefergrad als Funktion der Motordrehzahl

- Drosselung des Frischgasstroms durch Strömungswiderstände und Reibung in der Saugleitung (z. B. am Ventil oder durch schroffe Querschnittsänderungen).
- Frischgas gelangt beim Ladungswechsels in den Auslass (z. B. aufgrund ungünstiger Ventilsteuerzeiten) und steht nicht mehr für die Verbrennung zur Verfügung.
- Abgasreste bleiben im Kompressionsraum und verringern das Frischgasvolumen.

Um also einen hohen Luftliefergrad und damit maximale Motorleistung zu erzielen, müssen die o. a. Verlustquellen so klein wie möglich gehalten werden. Konkret kann dies durch folgende Maßnahmen am Motor erreicht werden:

- wenig gekrümmte Saugleitungen mit gleichmäßigen, ausreichenden Querschnitten
- größtmögliche Ventildurchmesser
- optimierte Ventilsteuerzeiten, großer Ventilhub und füllige Öffnungscharakteristik
- strömungsgünstige Abgasleitungen mit widerstandsarmem Schalldämpfer

Der Luftliefergrad ist keine konstante Größe, sondern er hängt von der Motordrehzahl ab, Abb. 3.6.

Diese Drehzahlabhängigkeit ergibt sich aus der Steuerzeitenauslegung und den gasdynamischen Vorgängen während des Ladungswechsels. In den Abschn. 3.2 und 4.1 werden diese Zusammenhänge ausführlich behandelt.

Es fehlen in der Betrachtung der Leistungsformel noch zwei Größen, die Motordrehzahl und die Reibarbeit. Aus der physikalischen Definition von Leistung als Arbeit pro Zeit ergibt sich rein rechnerisch immer ein Anstieg der Leistung mit Zunahme der Drehzahl, dennoch ist eine differenzierte Betrachtung notwendig. Der Erfolg einer Leistungssteigerung mittels der Erhöhung der Motordrehzahl hängt davon ab, inwieweit es gelingt, den auftretenden Liefergradabfall bei hohen Drehzahlen in Grenzen zu halten.

Da sich mit der Drehzahl auch die Reibleistung erhöht, muss die Reib*arbeit* W_{reib} möglichst klein gehalten werden. Daraus erwächst ein klassischer Zielkonflikt. Die mechanische Beherrschbarkeit sehr hoher Motordrehzahlen erfordert wegen der Massenkräfte kleine und damit leichte Bauteile im Kurbel- und Ventiltrieb. Das erzwingt eine mehrzylindrige Bauart, die aber durch die größere Anzahl bewegter Bauteile eine höhere Reibung mit sich bringt. Die Kompensation muss über einen kleinen Hub, d. h. ein kleines Hub-Bohrungsverhältnis (niedrige Kolbengeschwindigkeit und Sekundäreffekte), und eine Reibungsmini-

Tab. 3.2 Übersicht der wichtigsten leistungsbestimmenden Faktoren

Faktor	Leistungseinfluss	Praktisch umsetzbar	Bemerkung
Kraftstoffheizwert	(Ja) *indirekt*	Nein	Wäre nur mit Spezialkraftstoffen umsetzbar
Gemischheizwert	Ja	Ja	Einfluss über die Dichte (Temperatur des Frischgases)
Hubraum	Ja	Ja	
Zylinderzahl	Ja	Ja	Thermodynamik, Reibung
Bohrung/Hub	Ja	Ja	Ladungswechsel, Reibarbeit, Thermodynamik
Prozesswirkungsgrad	Mäßig	Ja	Verbrennung, Kühlverluste
Motordrehzahl	Ja	Ja	Maßgeblicher Einfluss
Luftliefergrad	Ja	Ja	Maßgeblicher Einfluss

mierung aller Bauteile erfolgen. Man erkennt also, dass bereits die Wahl des Motorkonzepts, die grundlegende Geometrie (hier besonders Bohrung und Hub) sowie die konstruktive Grundauslegung eine entscheidende Rolle spielen, wenn höchste spezifische Motorleistungen erzielt werden sollen. Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass der Zweitaktmotor wegen der geringeren Anzahl bewegter Teile (fehlende Ventilsteuerung) prinzipielle Vorteile in der Reibarbeit aufweist.

In der Reibarbeit werden übrigens nicht nur die klassischen mechanischen Reibungsverluste an allen Gleitstellen zusammengefasst, sondern auch sämtliche Strömungsverluste. Dazu zählen die Pumparbeit der Kolbenunterseiten, die Ventilationsarbeit der umlaufenden Bauteile, die Ölplanscharbeit und auch die Ladungswechselarbeit[1] (vgl. Abb. 3.3, *p*-*v*-Diagramm). Tab. 3.2 fasst alle leistungsbestimmenden Faktoren nochmals kurz zusammen.

3.2 Ladungswechsel und Ventilsteuerung beim Viertaktmotor

Im vorigen Kapitel wurde der Luftliefergrad zusammen mit der Motordrehzahl als dominierender Faktor für die Motorleistung erkannt. Die Höhe des Luftliefergrades und seine Drehzahlabhängigkeit werden im Wesentlichen von den Ventilsteuerzeiten (Öffnungsdauer)

[1] In der Literatur wird die Verlustarbeit des Ladungswechsels häufig im sogenannten Gütegrad mit erfasst. Der Gütegrad setzt sich aus mehreren Einzelfaktoren zusammen und berücksichtigt weitere reale Einflussgrößen auf den Arbeitsprozess (z. B. den Expansionsverlust, unvollständige Verbrennung, Brennverlauf etc.). Diese Faktoren sind in der vorliegenden Darstellung aus Vereinfachungsgründen im Prozesswirkungsgrad η_{Pr} berücksichtigt. Eine ausführliche Darstellung des Arbeitsprozesses findet sich in [3.1] und [3.2].

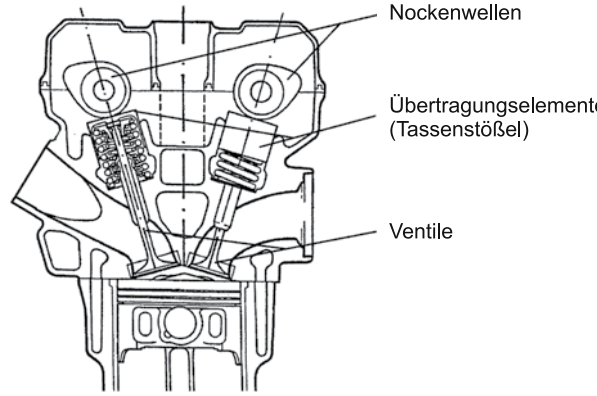


Abb. 3.7 Ventilsteuerung beim Viertaktmotor

und den Ventilquerschnitten zusammen mit der gasdynamischen Gesamtauslegung bestimmt. Letztere wird, wie bereits dargelegt, vorrangig im Kap. 4 behandelt.

3.2.1 Ventilöffnungsdauer und Ventilsteuerdiagramm

Einleitend wurde schon gezeigt, dass der Ladungswechsel im Motor durch den Ansaug- bzw. Ausschubhub des Kolbens initiiert wird. Die Kolbenbewegung bewirkt dabei zweierlei, einmal die reine Volumenverdrängung des Arbeitsgases und zum anderen eine Anfachung dynamischer Effekte in der Gasströmung.

Die Gaswechselsteuerung über nockenbetätigte Ventile beim Viertaktmotor, Abb. 3.7, erfordert große Öffnungsquerschnitte und Öffnungszeiten für die Ventile, die an den Ansaug- und Ausschubvorgang und die Drehzahl angepasst sind. Nur dann lässt sich ein hoher Luftliefergrad über einen weiten Drehzahlbereich erzielen.

Den Verlauf der Ventilöffnung in Relation zur Kurbelwellenstellung für einen kompletten Arbeitszyklus von 720° Kurbelwinkel zeigt das sogenannte Ventilsteuerdiagramm, Abb. 3.8. Das Diagramm beginnt bei 0° KW mit dem *Zünd-OT* (Oberer Totpunkt der Kolbenbewegung, der kurz nach dem Einleiten der Zündung folgt).

Aufgetragen ist der Ventilquerschnitt, der sich aus den geometrischen Verhältnissen am Ventilsitz nach Abb. 3.9 näherungsweise wie folgt errechnen lässt:

$$A_{\text{Ventil}} = \pi \cdot d_{\text{i}} \cdot h_{\text{v}} \cdot \sin\alpha \tag{3.5}$$

A_{Ventil}	Ventilquerschnitt [mm^2]
h_{v}	Ventilhub [mm]
d_{i}	innerer Ventiltellerdurchmesser [mm]
$\sin\alpha$	Ventilsitzwinkel [°], (meist 45°)

Diese Berechnungsgleichung berücksichtigt nicht die ganz genauen geometrischen Verhältnisse am Ventilsitz. Streng genommen muss die Berechnungsformel in Abhängigkeit

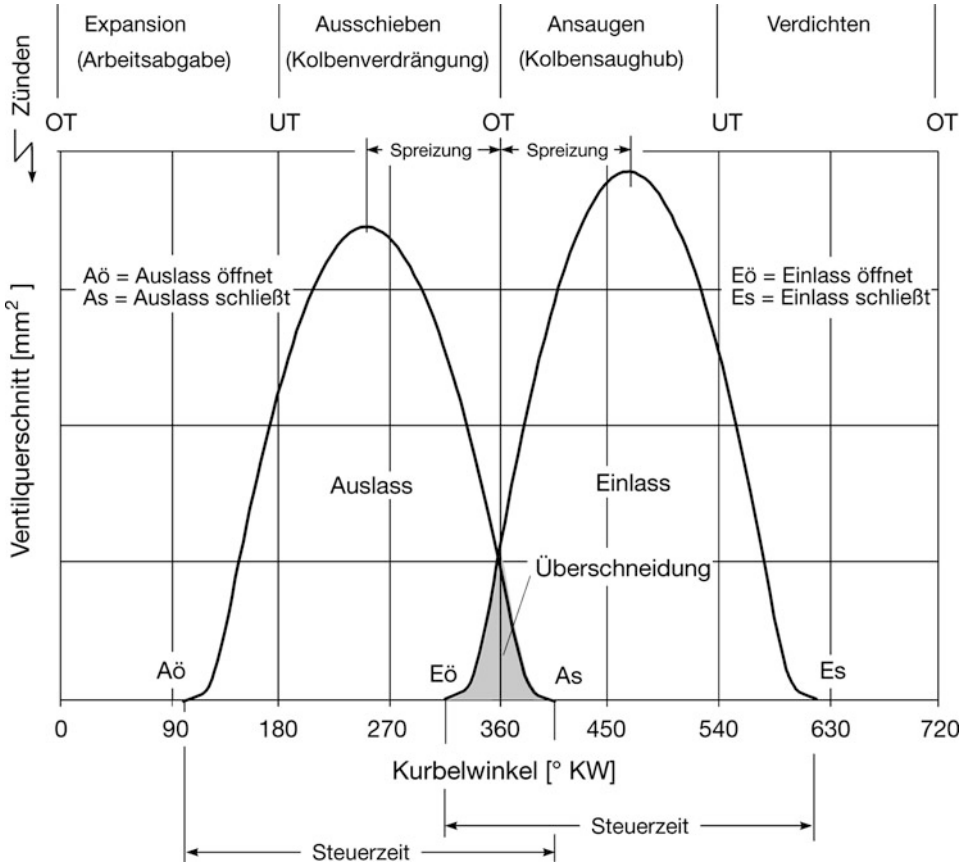


Abb. 3.8 Steuerdiagramm

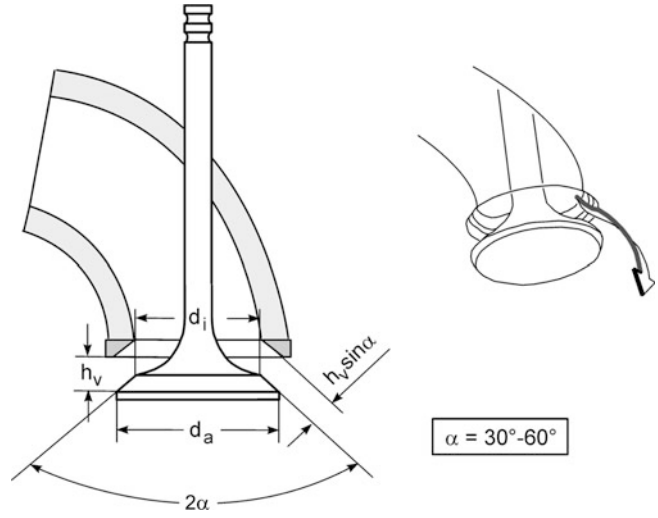


Abb. 3.9 Geometrie am Ventilsitz und resultierender Ventilquerschnitt

vom Ventilhub modifiziert werden [3.3]. Da der Unterschied zwischen exakter und näherungsweiser Berechnung nur wenige Prozent beträgt und die exakten Gleichungen sehr komplex sind, genügt an dieser Stelle die einfache Gleichung.

Anhand des Steuerdiagramms sollen nun der genaue Ablauf des Ladungswechsels und die Kriterien für eine optimale Ventilöffnungsdauer erläutert werden.

Zunächst fällt auf, dass der maximale Einlassventilquerschnitt größer als der Querschnitt am Auslassventil ist. Dies ergibt sich, weil bei gleichem Ventilhub die Einlassventildurchmesser üblicherweise größer als die der Auslassventile ausgeführt werden. Die Ventilöffnung selbst steigt über dem Kurbelwinkel kontinuierlich an, denn naturgemäß kann der maximale Ventilquerschnitt nicht schlagartig zu Beginn der Ventilöffnung zur Verfügung stehen. Das Öffnen und Schließen der Ventile muss stetig erfolgen, um die mechanischen Belastungen des Ventiltriebs in Grenzen zu halten.

Die Öffnungs- und Schließzeitpunkte der Ventile liegen nicht in, sondern vor bzw. nach den jeweiligen Totpunkten. Durch diese Maßnahme wird erreicht, dass die Ventile schon weit geöffnet sind, wenn der Kolben in den Totpunkten seine Ausschub- bzw. Ansaugbewegung beginnt. Während der gesamten Phase der Kolbenverdrängung zwischen den Totpunkten sind dann die Ventilquerschnitte groß. Das gewährleistet geringste Strömungswiderstände und einen verlustarmen, vollständigen Ladungswechsel. Der größte Öffnungsquerschnitt der Ventile wird etwa in der Mitte des Kolbenwegs, also im Bereich maximaler Kolbengeschwindigkeit und damit beim größten Volumenstrom erreicht. Darüber hinaus verlängert die Verlagerung der Öffnungs- und Schließzeitpunkte den effektiven Ausschub- und Ansaugvorgang durch Ausnutzung dynamischer Effekte. Für den Auslass bewirkt das vor dem UT geöffnete Auslassventil, dass schon bei geringer Ventilöffnung erhebliche Mengen Abgas in den Auspuff strömen, entgegen der noch abwärts gehenden Kolbenbewegung (Überdruck im Zylinder). Nach dem OT kann aufgrund der kinetischen Energie der Strömung weiterhin Abgas zum geöffneten Auslassventil ausströmen, wiederum entgegen der Kolbenbewegung.

Wenn, wie im Diagramm dargestellt, bei noch offenem Auslass bereits das Einlassventil geöffnet wird (*Ventilüberschneidung*), übt die Strömung des Abgases eine Rückwirkung auf die Einlassseite aus. Es stellt sich eine Sogwirkung ein, die eine Strömung zum Einlassventil anregt, so dass die Effektivität der Ansaugung durch den abwärts gehenden Kolben gesteigert wird. Beide Effekte zusammen unterstützen auch die Ausspülung des Abgasrestes im Kompressionsraum, der von der reinen Volumenverdrängung des Kolbens beim Ausschieben nicht erfasst wird.

Auch der Einlass wird erst beträchtlich nach dem UT geschlossen. Dadurch kann die in den Ansaugleitungen angefachte Gasströmung, die bei hoher Motordrehzahl eine beachtliche kinetische Energie enthält, entgegen der beginnenden Aufwärtsbewegung des Kolbens weiter in den Zylinder strömen. Dieser Vorgang hält so lange an, bis die kinetische Energie „aufgezehrt“ ist und nicht mehr ausreicht, der Verdrängungswirkung des Kolbens entgegenzuwirken. Genau dann muss idealerweise das Einlassventil geschlossen werden. Es wird also eine dynamische Nachladung erzielt, d. h. der Zylinder wird über sein nominelles Volumen hinaus mit Frischgas gefüllt. Ohne diesen dynamischen Effekt wären die hohen

spezifischen Motorleistungen moderner Motorradmotoren überhaupt nicht möglich. Der Einlassschluss ist damit der wichtigste Faktor für die Motorleistung.

Da die kinetische Energie der Gasströme von der Kolbenanregung (Kolbengeschwindigkeit) und damit von der Motordrehzahl abhängig ist, sind die optimalen Öffnungs- und Schließzeitpunkte der Ventile ebenfalls drehzahlabhängig. Weil diese Zeitpunkte normalerweise durch die Nockenwellen fest vorgegeben sind, ist die Güte des Ladungswechsels über der Motordrehzahl unterschiedlich. Damit erklärt sich auch die Abhängigkeit des Luftliefergrads (und damit des Drehmoments) von der Motordrehzahl. Beispielsweise führt ein auf hohe Drehzahlen abgestimmter später Einlassschluss bei niedrigen Motordrehzahlen zu einem Ausschieben von bereits angesaugtem Frischgas, weil die geringe kinetische Energie des Frischgasstroms die einsetzende Verdrängungsbewegung des Kolbens nicht mehr überwinden kann. Damit fällt der Liefergrad dann bei dieser Drehzahl ab. Beim Auslass ist zu beachten, dass eine zu frühe Öffnung den Zylinderdruck vorzeitig abbaut, wodurch Expansionsarbeit verloren geht (Expansionsverlust). Somit kann eine Nockenwellenauslegung optimal nur für eine Drehzahl ausgeführt werden und erfordert in der Praxis Kompromisse bei der Wahl der Öffnungs- und Schließzeitpunkte der Ventile, vgl. auch dazu Kap. 4.

Im Ventilsteuerdiagramm wird die Lage der Öffnungs- und Schließzeitpunkte eindeutig durch Angabe der beiden Größen *Steuerzeit* (gebräuchliche Bezeichnung, korrekter wäre Ventilöffnungsdauer) und *Spreizung* festgelegt. Die Steuerzeit wird in unserem Fall ohne Ventilspiel angegeben.[2] Die Spreizung der Nockenwelle(n) legt die Größe der Ventilüberschneidungsfläche fest. Je größer die Spreizung, desto kleiner wird die Überschneidung, aber natürlich ändern sich bei Veränderung der Spreizung ebenfalls die Öffnungs- und Schließzeitpunkte der Ventile.

Noch nicht betrachtet wurde die Öffnungs*charakteristik* der Ventile, also der Verlauf der Ventilöffnung über dem Kurbelwinkel. Ein optimaler Ladungswechsel erfordert nicht nur eine große Maximalöffnung der Ventile, sondern große Ventilquerschnitte während der gesamten Ladungswechseldauer. Man spricht in diesem Zusammenhang vom *Zeitquerschnitt*, dem Produkt aus Ventilquerschnitt und Öffnungszeit(= Kurbelwinkel). Er ist gleichbedeutend mit der Fläche unter der Ventilerhebungskurve, Abb. 3.8. Erreicht wird ein großer Zeitquerschnitt durch große Ventildurchmesser und Ventilhübe zusammen mit einem steilen Anstieg des Ventilhubs ab Öffnungsbeginn. Bei der konstruktiven Auslegung des Motors werden daher zunächst die Ventildurchmesser so groß gewählt, wie es die Platzverhältnisse im Zylinderkopf zulassen. Gleiches gilt grundsätzlich für den Ventilhub und

[2] In Reparaturhandbüchern werden oft Steuerzeiten bei einem bestimmten *Ventilhub* (1–3 mm) angegeben, die nicht mit realen Steuerzeiten verwechselt werden dürfen! Diese „Einstellsteuerzeit" dient lediglich dazu, die Nockenwelleneinstellung in Bezug zur Kurbelwelle zu erleichtern. Im Hubbereich von einigen mm bewirken nämlich schon kleinste Verdrehungen der Nockenwelle deutlich messbare Ventilhubänderungen. Wollte man die Nockenwelle(n) im Reparaturbetrieb bei realen Steuerzeiten einstellen, wären Fehler unvermeidlich. Denn zu Anfang der Nockenerhebung ändert sich der Ventilhub über einen Drehbereich von mehr als 10° nur weniger als 1/10 mm. Die Einstellsteuerzeiten sind deutlich kürzer als die realen Steuerzeiten und eine Umrechnung oder ein Rückschluss auf die reale Steuerzeit ist ohne ergänzende Angabe nicht möglich.

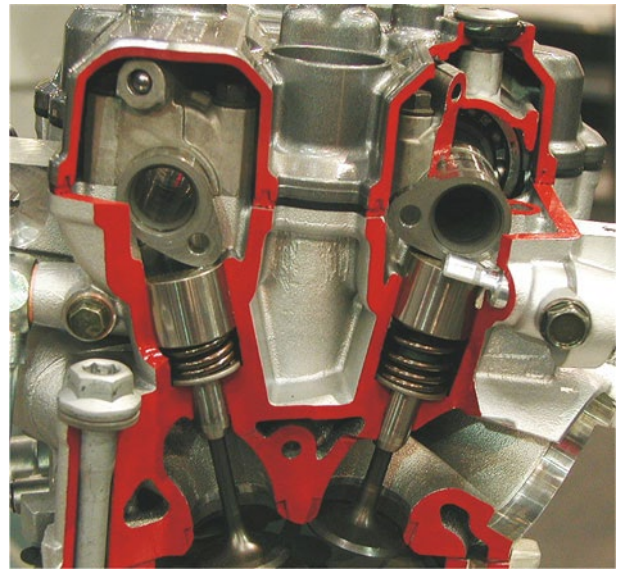


Abb. 3.10 Nockenwellen bei einem DOHC-Tassenstößel-Motor

dessen Anstieg, doch unterliegen diese beiden Größen gewissen Grenzen, auf die nachfolgend eingegangen wird.

3.2.2 Ventilerhebung und Nockenform

Der Ventilhub und sein Anstieg über dem Kurbelwinkel wird von der Nockenwelle, d. h. von der Nockenform vorgegeben, Abb. 3.10. Anforderungen an den Ventilhub sind also Anforderungen an die Nockenform, und das Steuerdiagramm ist ein Abbild dieser Nockenform.

Die rechnerische Auslegung der Nockenform wird beeinflusst von vielfältigen mechanischen, kinematischen und mathematischen Randbedingungen. Ausgangspunkt der Nockenberechnung ist immer die gewünschte Leistungscharakteristik des Motors. Sie wird, wie anfangs schon erwähnt, wesentlich von der Öffnungsdauer der Ventile bestimmt. Daher sind die gewünschten Steuerzeiten zu Beginn der Nockenberechnung festzulegen. Innerhalb vorgegebener Steuerzeiten wird die theoretische, obere Grenze für den Zeitquerschnitt durch einen rechteckigen Ventilhubverlauf beschrieben, Abb. 3.11.

Dieser Rechteckverlauf würde einen konstanten, maximalen Ventilquerschnitt während der gesamten Öffnungsdauer ermöglichen.

Für den Maximalhub gibt es dabei eine natürliche Grenze, sie ist näherungsweise der Hubwert, bei dem der Ventilquerschnitt genauso groß wie der freie Querschnitt des Ansaug- bzw. Auslasskanals im Zylinderkopf wird. Eine weitere Öffnung des Ventils über diesen Wert hinaus ist dann sinnlos, weil der Gasstrom bereits im Kanal gedrosselt würde. Theoretisches Ziel der Nockenauslegung ist es nun, eine Nockenform zu finden, die den realen Ventilhubverlauf möglichst nahe an die Rechteckform annähert. Es ist unmittelbar ein-

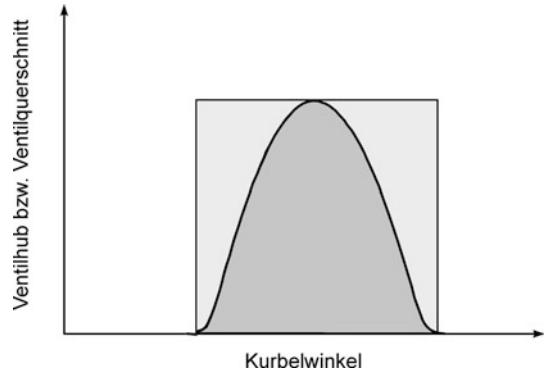


Abb. 3.11 Rechteckiger Ventilhubverlauf als theoretische Grenze

sichtig, dass mit Hubventilen eine Rechteckform nicht verwirklicht werden kann, weil eine schlagartige Ventilöffnung eine unendliche Beschleunigung mit unendlichen Kräften zur Folge hätte. Es muss also ein möglichst steiler, aber dennoch kontinuierlicher Hubverlauf gefunden werden.

Um die Zusammenhänge besser zu verstehen, soll zunächst am Beispiel der Tassenstößelsteuerung eines realen Motors der Öffnungs- und Schließvorgang des Ventils gemeinsam mit dem dazugehörigen Nockenprofil betrachtet werden, Abb. 3.12.

Ausgangspunkt ist der Nockengrundkreis (A-A′). Solange sich dieser über den Tassenstößel hinwegdreht, bleibt das Ventil geschlossen. Zwischen Tasse und Nocken besteht ein Spiel von ca. 0,03–0,15 mm (Ventilspiel), das dafür sorgt, dass das Ventil auch bei Wärmeausdehnung geschlossen bleibt und immer voll im Ventilsitz aufliegen kann. Im weiteren Verlauf der Nockendrehung läuft zunächst der Vornocken (Öffnungsrampe A-B) auf die Tasse auf und überbrückt mit einem sehr kleinen, langsam ansteigenden Hub das Ventilspiel, bis Kraftschluss zwischen allen Ventiltriebsbauteilen herrscht. Bereits innerhalb der Rampe erfolgt die Einleitung der Öffnungsbewegung des Ventils, die dann mit schnellem Anstieg der Öffnung durch den Hauptnocken (B-D) fortgesetzt wird. Ohne die sanfte Ventilspielüberbrückung durch den Vornocken würde die extrem schnelle Ventilanhebung im Hauptnockenbereich ein Aufeinanderschlagen von Nocken und Tasse bewirken. Nocke und Tassenstößel würden in kürzester Zeit beschädigt, und zudem ergäbe sich ein unakzeptables Geräusch.

Nach der Nockenspitze setzt die Schließbewegung des Ventils ein, deren Phasen umgekehrt, ansonsten aber analog zur Öffnungsbewegung ablaufen. Die Rampe am Ende der Schließbewegung dient dazu, das Ventil mit niedriger Geschwindigkeit in seinen Ventilsitz zurückzuführen und damit ein Nachspringen, d. h. ein kurzzeitiges Wiederöffnen des Ventils zu vermeiden. Nachspringer bewirken einen empfindlichen Verlust an Frischgas und damit an Motorleistung und führen zu raschem Verschleiß am Ventilsitz. Eine richtig ausgebildete Schließrampe beugt nicht nur dem Verschleiß am Ventilsitz vor (Verlängerung der Nachstellintervalle für das Ventilspiel!), sie vermindert durch das sanfte Aufsetzen des Ventils auch die Geräuschemission.

Wenn man die rechnerische Nockenauslegung in ihren Grundzügen verstehen will, muss die Ventilbewegung noch detaillierter betrachtet werden. Da die Zusammenhänge sehr

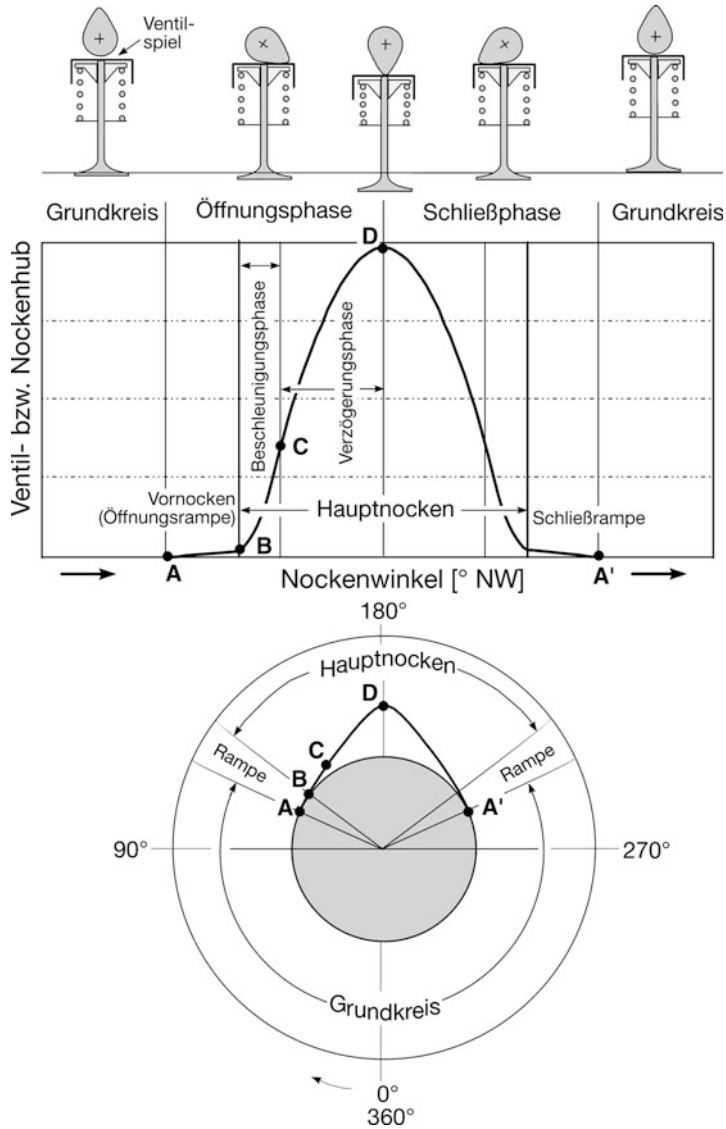


Abb. 3.12 Öffnungs- und Schließvorgang des Ventils

komplex sind und im Rahmen dieses Buches nicht ausführlich dargestellt werden können, müssen einige Sachverhalte ohne nähere Begründung als gegeben hingenommen werden. Für einen tieferen Einstieg in das Thema Nockenberechnung wird auf die Literatur [3.4–3.8] verwiesen.

Zur Einleitung der Öffnungsbewegung muss das Ventil zunächst einmal eine positive Beschleunigung erfahren. Dies geschieht am Vornocken und in der Beschleunigungsphase des Hauptnockens (B-C in Abb. 3.9). Anschließend muss das Ventil wieder abgebremst

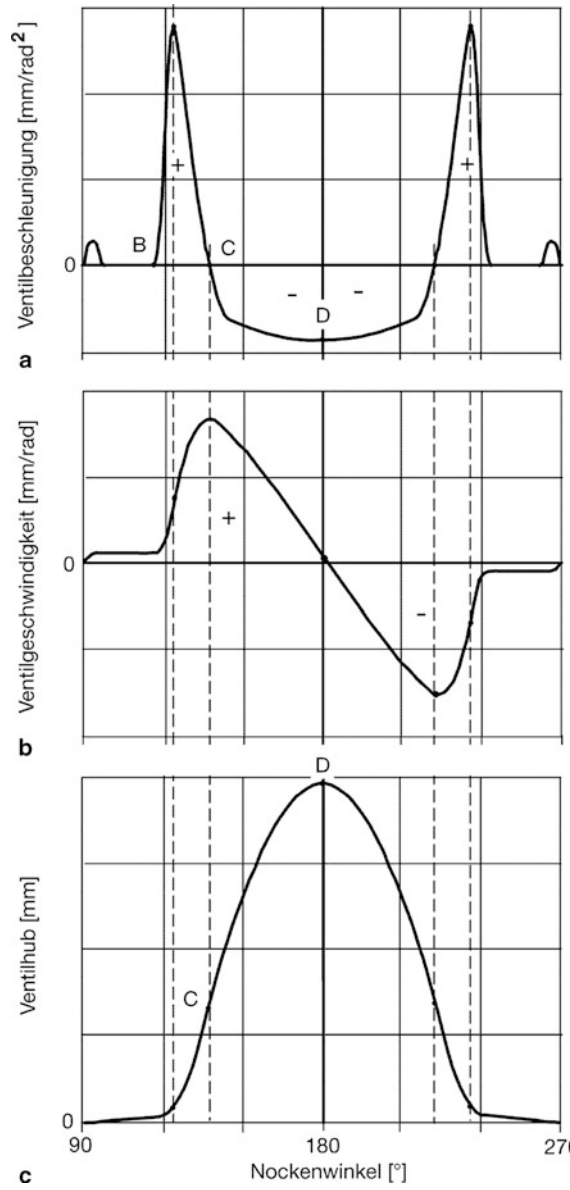


Abb. 3.13 Ventilhub, Ventilgeschwindigkeit und Ventilbeschleunigung

werden (Verzögerungsphase C-D), weil sich seine Bewegung genau an der Nockenspitze umkehren soll und ab dort die Schließbewegung beginnt. Zwingende Voraussetzung für die Bewegungsumkehr ist natürlich eine vorherige Verzögerung des Ventils bis zum Stillstand. Aus diesen Zusammenhängen ergibt sich für das Ventil ein grundsätzlicher Beschleunigungsverlauf nach Abb. 3.13 (oberes Diagramm a).

Die Öffnungsphase des Ventils in diesem Diagramm ist gekennzeichnet durch den Beschleunigungsverlauf vom Punkt B nach D. Die hohe, impulsartige positive Beschleuni-

gung (B-C) hat einen steilen Nulldurchgang und geht in eine rund doppelt so lang dauernde, aber betragsmäßig niedrigere Verzögerung über, die bis zur Nockenspitze (Punkt D) andauert.

Der Wechsel von der Beschleunigungs- in die Verzögerungsphase beim Öffnen ist in der Ventilhubkurve (unteres Diagramm c) an ihrem Wendepunkt C zu erkennen (aus der Linkskurve wird eine Rechtskurve). Entsprechend dem Ventilbeschleunigungsverlauf wird die Ventilgeschwindigkeit (mittleres Diagramm b) im Nulldurchgang der Beschleunigung maximal und an der Nockenspitze, bei maximaler Verzögerung, genau Null.

Die Schließbewegung des Ventils nach der Nockenspitze wird eingeleitet, indem die vorangegangene Verzögerung fortwirkt (mathematische Bedingung der Stetigkeit). Wegen der jetzt umgekehrten Bewegungsrichtung des Ventils bewirkt sie eine Beschleunigung der Schließbewegung. Analog dazu erfolgt dann das Abbremsen der Schließbewegung durch den positiven Beschleunigungsimpuls. Die kurzen Beschleunigungsbuckel ganz am Anfang und am Ende der Ventilbewegung stammen vom Vornocken und der Schließrampe.

Ausgeklammert wurde bei diesen Betrachtungen bisher die Ventilfeder. Sie liefert zum einen in der Schließphase des Ventils die Antriebsenergie für die Schließbewegung, die in ihr durch das Zusammendrücken beim Öffnen gespeichert wurde. In der Öffnungsphase kommt der Ventilfeder die Aufgabe zu, das Ventil nach dem positiven Beschleunigungsimpuls abzubremsen und einen ununterbrochenen Kontakt aller Ventiltriebsbauteile zu gewährleisten. Ohne Feder würde die Ventilöffnung unkontrolliert bis zu irgendeinem mechanischen Anschlag (quasi im Freiflug) erfolgen. Der vom Nocken vorgegebene Verzögerungsverlauf (negativer Beschleunigungsanteil) ist ja zunächst nur ein Wunschverlauf, der sich nicht von selbst einstellt, sondern sich aufgrund einer Krafteinwirkung (der Ventilfeder) ergibt. Das Ventil wird ihm nur dann folgen, wenn ihm die Bewegung durch die Nockenkontur aufgezwungen wird. Dies macht den ständigen Kontakt zum Nocken unabdingbar und erfordert damit eine Ventilfederkraft, die theoretisch mindestens so groß sein muss (in der Praxis größer, s. u.), als die notwendige Verzögerungskraft für das Ventil (errechnet aus negativer Ventilbeschleunigung multipliziert mit der Masse der bewegten Ventiltriebsbauteile).

Man erkennt, entscheidend für den gesamten Ablauf der *Ventilbewegung* ist der *Beschleunigungsverlauf am Ventil*, der damit zum Ausgangspunkt einer jeden Nockenberechnung wird. Er wird festgelegt aufgrund spezifischer Randbedingungen und Erfahrungen mit ähnlichen Motoren und Nockenprofilen. Nocken heutiger Motoren, die nach modernen mathematischen Verfahren berechnet werden, weisen in der Regel stetige und differenzierbare Beschleunigungsverläufe auf (ohne Sprünge bzw. Knicke). Dadurch erreicht man in der Regel laufruhige Nockenprofile, die den Ventiltrieb nicht zu Schwingungen anregen.

Sehr wichtig für die Güte des Nockens und des gesamten Ventiltriebs sind der Kurvenverlauf des positiven und negativen Beschleunigungsanteils und auch die Steilheit des Nulldurchgangs. So hat es sich als günstig erwiesen, die positive Beschleunigung impulsartig kurz zu gestalten, weil sich dann eine niedrige negative Beschleunigung ergibt. Dies folgt aus der Bedingung des Flächengleichgewichts. Es besagt, dass die Flächen, die der

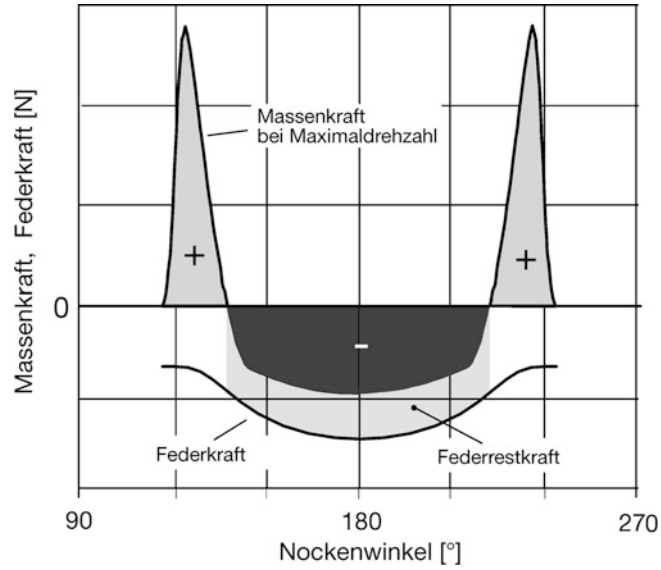


Abb. 3.14 Ventilbeschleunigung und Ventilfederkraftverlauf

positive und der negative Beschleunigungsverlauf jeweils umschließen, gleich groß sein müssen (vgl. auch Abb. 3.11). Das Flächengleichgewicht ist eine rein geometrische Bedingung, damit die Nockenkontur an der Spitze rund bleibt (ohne Flächengleichgewicht würde die Ventilgeschwindigkeit an der Nockenspitze keinen stetigen Nulldurchgang haben, sondern sprunghaft ihr Vorzeichen wechseln und der Nocken damit spitz werden). Je kürzer die positive Beschleunigung dauert, umso kleiner wird die Fläche unter ihrer Kurve und umso kleiner dann auch die negative Beschleunigung.

Die große Bedeutung der negativen Ventilbeschleunigung ergibt sich daraus, dass sie die notwendige Ventilfederkraft festlegt. Diese soll aber, wie wir noch sehen werden, möglichst gering werden. Die tatsächliche Federkraft muss aus Sicherheitsgründen immer größer sein als die Verzögerungskraft, dies ist in Abb. 3.14 dargestellt.

Der Abstand zwischen Verzögerungskraft und tatsächlicher Ventilfederkraft wird als Federrestkraft bezeichnet. Je größer diese ist, umso sicherer ist der Ventiltrieb gegen ein evtl. Überdrehen des Motors (vorausgesetzt der Ventiltrieb ist steif genug!) und gegenüber Toleranzen in der Fertigung der Ventiltriebsbauteile. Ein unterer, noch zulässiger Grenzwert für die Federrestkraft kann aber nicht allgemeingültig angegeben werden, weil dieser von der Gesamtsteifigkeit des Ventiltriebs und seinem dynamischen Verhalten abhängt.

Es liegt nun nahe, aus Sicherheitsüberlegungen einfach die Federkraft durch entsprechende Wahl der Federsteifigkeit und der Federvorspannung großzügig zu bemessen. Abgesehen davon, dass dadurch die Reibung im Ventiltrieb erhöht wird, sind hohe Federkräfte äußerst unerwünscht, weil sie große Kräfte in der Kontaktfläche zwischen Nocken und Übertragungselement hervorrufen. Dies führt zu hohen Flächenpressungen (Hertz'sche Pressung), die an der Nockenspitze, wo die höchste Federkraft (max. Ventilhub) mit dem

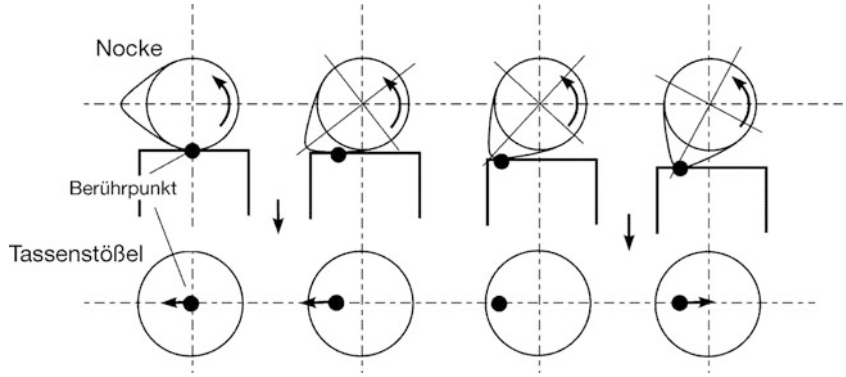


Abb. 3.15 Schematische Darstellung der Auswanderung

kleinsten Krümmungsradius zusammentrifft, maximal werden. Besonders kritisch sind die Pressungen im Leerlauf, weil wegen der sehr kleinen Massenkräfte keine Entlastung eintritt. Ein Überschreiten der zulässigen Flächenpressung kann in kurzer Zeit zu Werkstoffausbrüchen an den Oberflächen von Nocke und Übertragungselementen (sog. Pittingbildung) und Zerstörung dieser Bauteile führen. Damit begrenzt die Flächenpressung die zulässige Federkraft.

Man erkennt, dass der negative Ventilbeschleunigungsverlauf durch die Festlegung der Ventilfederkraft eine sehr wichtige Größe für die Nockenauslegung darstellt. Über das Flächengleichgewicht bestimmt er auch den positiven Ventilbeschleunigungsanteil mit. Einen weiteren wichtigen Einfluss hat die Öffnungsrampe, von deren Form der Übergang in die Hauptbeschleunigung und damit der weitere Verlauf der positiven Ventilbeschleunigung wesentlich abhängt. Der Maximalwert der positiven Ventilbeschleunigung hat dagegen einen weit geringeren Stellenwert, als man vermuten könnte. Zwar bestimmt er die maximalen Kräfte im Ventiltrieb und die Steilheit der Ventilöffnung. Um die angestrebte Motorleistung zu erreichen, ist jedoch das dynamische Verhalten des Ventiltriebs, das sich im realen Motorbetrieb schlussendlich einstellt, wichtiger (der nockengetreue Ventilhubverlauf). Dieses wird aber vom *Verlauf* der Ventilbeschleunigung und weniger von seinen Maximalwerten bestimmt. Unabhängig davon tragen natürlich bei *ideal steifen* Ventiltrieben mit gutem dynamischen Verhalten hohe positive Ventilbeschleunigungswerte zu größeren Zeitquerschnitten am Ventil und damit zu hohen Motorleistungen bei und sind dann selbstverständlich anzustreben.

Neben der Flächenpressung und der Federrestkraft gibt es noch weitere Randbedingungen, die von dem Nockenprofil bzw. seinem zugrundeliegenden Beschleunigungsverlauf einzuhalten sind. Es sind dies die Schmierzahl, die Auswanderung der Kontaktlinie zwischen Nocken und Gegenläufer (Übertragungselement) und die sogenannte Hohlgrenze des Nockens.

Die Schmierzahl und ihr Verlauf erlauben Rückschlüsse auf die Güte des Schmierfilmaufbaus zwischen Nocke und Übertragungselementen (Tassenstößel oder Hebel). Aus der Erfahrung mit ähnlichen Nocken und geometrischen Verhältnissen lässt sich das Verschleiß-

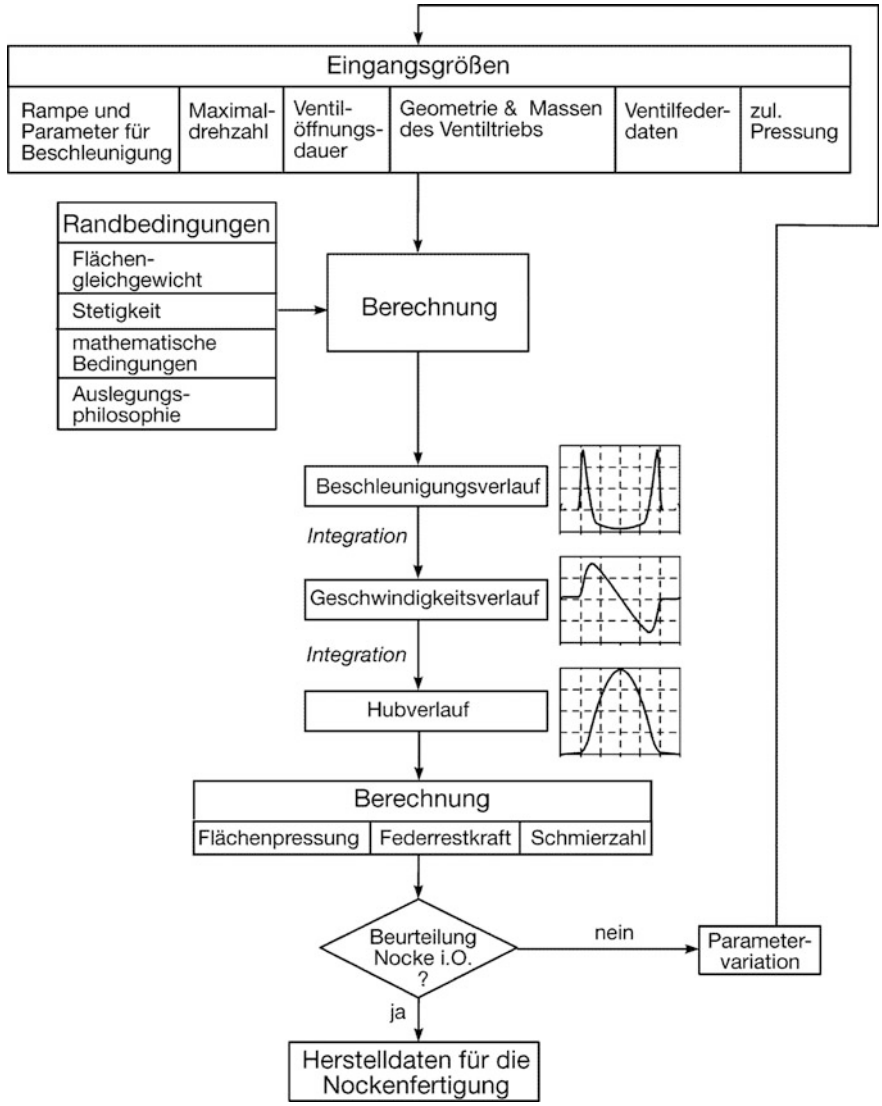


Abb. 3.16 Schematischer Ablauf einer Nockenberechnung

verhalten abschätzen. Die Schmierzahl ist letztlich ein angenäherter Kennwert für die sogenannte hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit. Durch intensive Forschungsarbeiten auf diesem Gebiet [u. a. TU Clausthal, Prof. Holland, 3.16] ist es möglich geworden, die Vorgänge der Schmierung am Nocken rechnerisch zu erfassen. So lassen sich mittlerweile aus Berechnungen Aussagen über Reibungs- und Verschleißerscheinungen zwischen Nocken und Übertragungselementen ableiten, und es sind mit Hilfe entsprechender Rechenprogramme gezielte Optimierungen möglich. Damit können Nockentriebe schon im Konstruktionsstadium weitgehend betriebssicher ausgelegt werden.

Die Auswanderung gibt die Wegstrecke an, die der Kontaktpunkt des Nockens auf dem Tassenstößel bei einer Nockenumdrehung zurücklegt, Abb. 3.15 und 3.10. Wandert der Kontaktpunkt über den Tassenrand hinaus, muss entweder der Tassendurchmesser vergrößert werden, oder es muss, wenn der Platz im Zylinderkopf für größere Tassen nicht ausreicht, eine geänderte Nockenkontur berechnet werden.

Die Hohlgrenze hat nur bei Hebelsteuerungen (Kipphebel oder Schlepphebel) mit nach außen gewölbter Gegenfläche eine Bedeutung. Für höchste Ventilbeschleunigungen werden hier hohle Nockenflanken benötigt, die aus Gründen der Fertigung bestimmte Krümmungsradien nicht unterschreiten dürfen. Für alle anderen Ventilsteuerungen (Flachstößel) muss die Nockenflanke immer nach außen gekrümmt („bauchig“) sein, so dass dieser Punkt entfällt.

Für die eigentliche Nockenberechnung gibt es nun verschiedene Vorgehensweisen und Berechnungsverfahren. Eine grundsätzliche Möglichkeit des Berechnungsablaufs, bei der die o. a. Randbedingungen in die Berechnung integriert sind, ist schematisch in Abb. 3.16 wiedergegeben. Neben den Eingangsgrößen (siehe Bild) sind für die Erstauslegung bereits auch Eckwerte und Parameter für den Verlauf der Beschleunigung vorzugeben. Dieser wird durch Polynomfunktion höherer Ordnung mathematisch beschrieben, wobei die verschiedenen Koeffizienten des Polynoms den Kurvenverlauf und die Höhe der Beschleunigungen beeinflussen. Diese Koeffizienten sind aufgrund der konstruktiven Ventiltriebsauslegung und anhand der Erfahrung sinnvoll vorzugeben. Eine Rolle spielen dabei auch herstellerspezifische Auslegungsphilosophien für den Ventiltrieb.

Das Programm errechnet mit den eingegebenen Geometrie- und Werkstoffdaten aus dem Beschleunigungsverlauf zugleich die Federrestkraft, Flächenpressung, Schmierzahl und Auswanderung (ggf. auch Hohlgrenze) und gibt diese zusammen mit den Verläufen für Beschleunigung, Geschwindigkeit und Hub des Ventils aus. Es folgt eine Beurteilung des errechneten Nockens anhand der zulässigen oder erfahrungsmäßigen Grenzwerte.

Durch Variation der Berechnungsparameter, d. h. der Koeffizienten des Polynoms und/oder der Eingabedaten, wird dann in einem iterativen Prozess mit mehreren Berechnungsdurchgängen der Beschleunigungsverlauf optimiert, bis ein geeignetes Nockenprofil gefunden ist. Die endgültige Bewertung der Güte des Nockens ergibt sich danach im Motorversuch anhand der Leistungs- und Drehmomentwerte, die der Motor erzielt und aufgrund von Standfestigkeitsversuchen, die der Ventiltrieb absolvieren muss.

Der Variation von Konstruktions- und Rechenparametern sind in der Praxis oft Grenzen gesteckt, weil die Motorbauart und die Platzverhältnisse im Zylinderkopf die konstruktiven Freiheiten stark einengen. So bleibt die wichtigste Konstruktionsanforderung bei der Ventiltriebsauslegung das Kleinhalten der bewegten Massen im Ventiltrieb. Nur mit kleinen Massen können bei den angestrebten hohen Ventilbeschleunigungen die Kräfte minimiert und damit die Federkräfte begrenzt werden. Leider ermöglichen nicht alle Ventiltriebskonstruktionen geringe Masse und darüber hinaus bedingt Massenreduktion oftmals einen Steifigkeitsverlust. Hohe Steifigkeit ist für eine kontrollierte Ventilbetätigung aber unverzichtbar, siehe dazu Abschn. 3.4.

Wenn die dargestellten Maßnahmen zu keiner befriedigenden Nockenkontur führen, bleiben noch die Möglichkeiten, die Vorgaben für die Berechnung, also Ventilbeschleunigung, Drehzahl und Steuerzeit zu verändern. Setzt man die maximale Ventilbeschleunigung herab, verringern sich die Belastungen im Ventiltrieb drastisch, und die Ventilfedern können deutlich schwächer ausgeführt werden. Zwar ergibt sich auch ein weniger fülliger Ventilquerschnittsverlauf, doch kann versucht werden, diesen Nachteil durch den Einsatz größerer Ventildurchmesser zu kompensieren. Die größere bewegte Ventilmasse ist dabei kein Nachteil, weil sie im Vergleich zum Querschnittsgewinn nur unterproportional ansteigt und durch die niedrigere Beschleunigung überkompensiert wird. In der Praxis hat sich diese Methode vielfach bewährt.

Ein Herabsetzen der zulässigen Drehzahl ist lediglich das letzte Mittel, um einen Ventiltrieb standfest zu bekommen. Die Drehzahl bestimmt ja nicht nur die Motorleistung und die Lage des Leistungsmaximums, von ihr hängt auch die Auslegung des Getriebes und der Hinterachsübersetzung ab. Sie bestimmt zusammen mit der Leistung die Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs (bei vorgegebener Übersetzung). Als Möglichkeit bleibt hier höchstens die Absenkung der Höchstdrehzahl, d. h. die Verkleinerung der Sicherheitsspanne gegen ein Überdrehen. Wurde diese (d. h. der Abstand zur Nenndrehzahl) anfangs bereits knapp gewählt, kann dieser Wert nicht mehr verändert werden.

Vielfach ergeben sich auch im Leerlauf Probleme, die eine Überarbeitung der Nockenauslegung erforderlich machen. Bei manchen leistungsgünstigen Nockenprofilen werden im Leerlauf (keine Entlastung durch Massenkräfte) an der Nockenspitze die zulässigen Flächenpressungen überschritten. Es kommt dann zu Werkstoffermüdung (Pittingbildung) und vorzeitigem Verschleiß, der nicht toleriert werden kann.

Wirkungsvoll ist bei vielen Auslegungsproblemen die Veränderung der Ventilöffnungsdauer, wie schematisch in Abb. 3.17 gezeigt wird. Ausgehend vom Nocken A wird bei gleichem Ventilhub der Öffnungswinkel vergrößert, Nocken B. Man erkennt sofort, dass nicht nur der Zeitquerschnitt (= Fläche unter der Hubkurve) sich vergrößert hat, gleichzeitig hat auch die Steilheit des Ventilhubs (Tangentenwinkel α) und damit letztlich die Ventilbeschleunigung deutlich abgenommen. Damit wird die Verlängerung der Ventilöffnungsdauer (Steuerzeit) zu einem wirkungsvollen Mittel, trotz geringer Ventilbeschleunigungen große Zeitquerschnitte zu erzielen. Nachteilig an dieser Methode ist die Drehmomentschwäche der Motoren, die sich aufgrund der langen Steuerzeiten zwangsläufig ergibt, siehe dazu auch Kap. 4.

Die oft vertretene Ansicht, lange Steuerzeiten seien gewissermaßen ein Qualitätskriterium, das einen sportlichen Motor auszeichnet, ist als Pauschalwertung falsch. Für die Güte des Ventiltriebs ist kennzeichnend, dass er hohe Ventilbeschleunigungen und eine füllige Öffnungscharakteristik zulässt. Dann werden kurze Steuerzeiten möglich und damit hohe Drehmomentwerte im unteren Drehzahlbereich bei gleichzeitig genügender Spitzenleistung bei hohen Drehzahlen. Dennoch sind für reine Rennmotoren, die bei höchsten Drehzahlen in einem relativ schmalen Bereich ihre maximale Leistung entfalten, lange Steuerzeiten wegen des Gewinns an Zeitquerschnitt natürlich unverzichtbar.

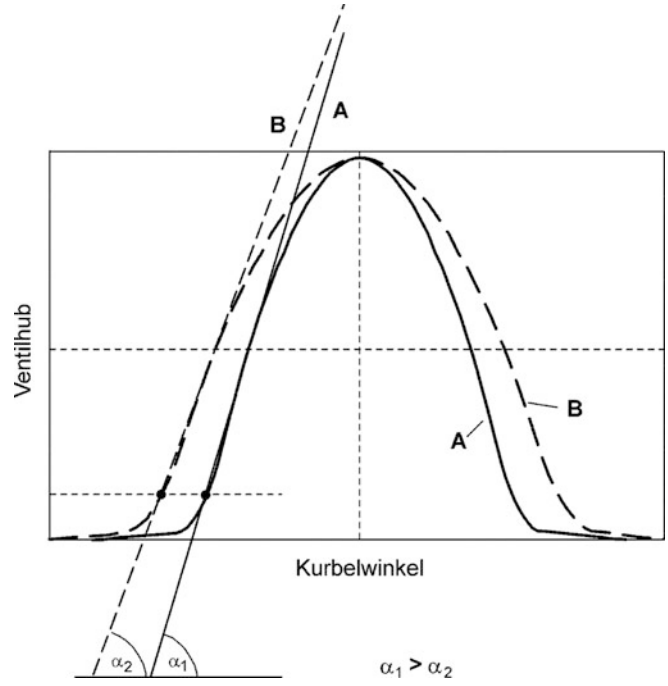


Abb. 3.17 Schematischer Vergleich verschiedener Nockenauslegungen

Um eine Vorstellung zu bekommen, welche Beschleunigungen und Kräfte im Ventiltrieb moderner Motorradmotoren auftreten, sind in Tab. 3.3 beispielhaft Werte für zwei unterschiedlich ausgelegte 1000 cm^3-Motoren aufgeführt. Wie man sieht, beträgt die maximale Beschleunigung weit mehr als das 1000-fache der Erdbeschleunigung ($1\ g = 9{,}81\ m/s^2$). Die drehzahlbezogene Angabe der Ventilbeschleunigung in mm/rad^2 ist sinnvoll, um verschiedene Auslegungen vergleichen zu können. Sie errechnet sich wie folgt:

$$a_V\left[\text{mm/rad}^2\right] = \frac{a_V\left[\text{mm/s}^2\right]}{\omega^2} = \frac{a_V\left[\text{mm/s}^2\right]}{(2\,\pi\,n_{NW})^2} = \frac{a_V\left[\text{mm/s}^2\right]}{(\pi\,n_{KW})^2} \tag{3.6}$$

Es bedeuten:

a_{Ventil} Ventilbeschleunigung
n_{NW} Nockenwellendrehzahl [1/s]
n_{KW} Kurbelwellendrehzahl [1/s]

3.2.3 Geometrie der Gaskanäle im Zylinderkopf

In den vorangegangenen Kapiteln wurde dargelegt, dass grundsätzlich größtmögliche Querschnitte für die Gasströmungen in den Ansaug- und Auspuffleitungen des Motors vorzusehen sind. Auch die Ventildurchmesser des Motors sollten daher so groß wie konstruktiv

Tab. 3.3 Auslegungsbeispiel zweier Ventiltriebe

	Grenzdrehzahl [U/min]	Reduzierte Masse (bezogen aufs Ventil) [Gramm]	Max. Ventil-beschleunigung [mm/rad^2]	Max. Kraft im Ventiltrieb [N]
Beispielmotor 1 (Sportmotor)	9000	90	76 (= 1720 g)	1500
Beispielmotor 2 (Tourenmotor)	7500	230	35 (= 550 g)	1260

darstellbar gewählt werden. Diese Grundregel gilt allerdings nicht uneingeschränkt, wie Erfahrungen mit ausgeführten Motoren zeigen, sondern oft liegt der optimale Querschnitt etwas unterhalb des maximal Möglichen.

Eine Hilfsgröße zur Bestimmung der optimalen Querschnitte im Ansaugkanal ist die so genannte mittlere Gasgeschwindigkeit w_{mGas}. Sie ist eine reine Rechengröße (ähnlich der mittleren Kolbengeschwindigkeit) und dient als Vergleichsmaß für die Geschwindigkeit des in den Motor einströmenden Gases, Abb. 3.18. Sie entspricht nicht der tatsächlich herrschenden Gasgeschwindigkeit (diese ist instationär, vgl. Kap. 4).

Für den Motor gilt die Kontinuitätsgleichung der Strömungsmechanik, die besagt, dass der auf das Ventil zuströmende Volumenstrom genauso groß sein muss wie der Volumenstrom im Zylinder (Satz von der Erhaltung der Masse). Sie lautet für den im Bild schematisch dargestellten Fall:

$$\dot{V}_{Kanal} = \dot{V}_{Zyl}$$

$$\Rightarrow A_{Kanal} \cdot w_{mGas} = A_{Kolben} \cdot c_{mK} \tag{3.7}$$

V_{Kanal}, V_{Zyl} Volumenströme Einlasskanal bzw. Zylinder [m^3/s]
A_{Kanal}, A_{Kolben} Querschnitt Einlasskanal bzw. Kolben [m^2]
w_{mGas} mittlere Gasgeschwindigkeit [m/s]
c_{mK} mittlere Kolbengeschwindigkeit [m/s].

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit errechnet sich in der angegebenen Dimension [m/s] z:

$$c_{mK} = \frac{2 \cdot h \cdot n}{60} = \frac{h \cdot n}{30} \tag{3.8}$$

h Kolbenhub [m]
n Kurbelwellendrehzahl [1/min]

Durch Umformen erhält man aus beiden Gleichungen:

$$w_{mGas} = \frac{A_{Kolben}}{A_{Kanal}} \cdot c_{mK} = \frac{A_{Kolben \cdot h \cdot n}}{A_{Kanal \cdot 30}} \tag{3.9}$$

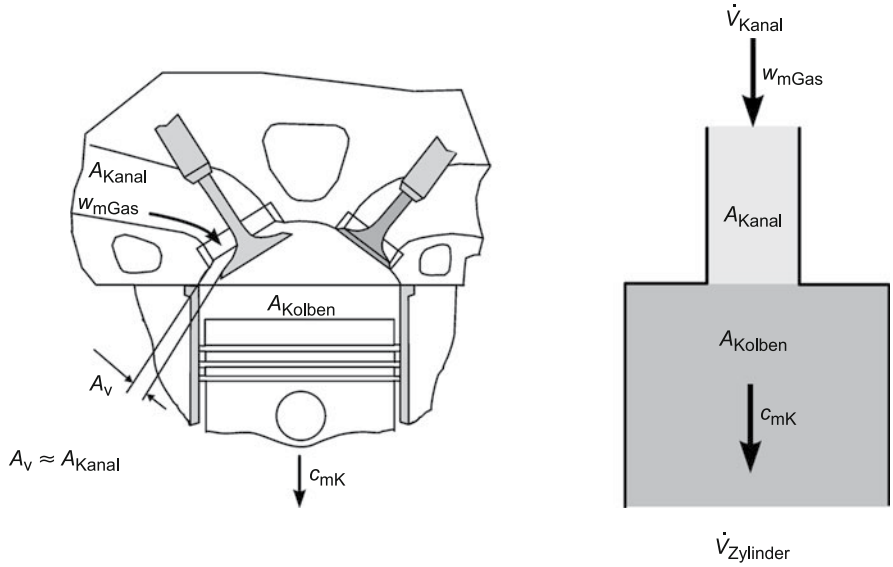


Abb. 3.18 Bestimmung der mittleren Gasgeschwindigkeit

Die mittlere Gasgeschwindigkeit ist demnach im Verhältnis von Kanal- und Kolbenfläche abhängig von der Kolbengeschwindigkeit bzw. der Motordrehzahl. Es hat sich gezeigt, dass für sportliche Motoren 100–130 m/s (360–470 km/h) ein optimaler Wert für die mittlere Gasgeschwindigkeit im Einlasstrakt darstellt. Die allermeisten Hochleistungsmotoren weisen bei Nenndrehzahl Werte auf, die innerhalb des angegebenen Bereichs liegen. Wird die mittlere Gasgeschwindigkeit höher, kommt es zu verstärkter Wirbelbildung mit Strömungsablösung und Drosselung an Umlenkstellen im Kanal und am Ventil; bei niedrigeren Geschwindigkeiten sind die gasdynamischen Effekte nur gering ausgeprägt, so dass die resultierenden Aufladeeffekte (vgl. Abschn. 4.1) nicht voll ausgenutzt werden.

Setzt man für die erste Auslegung den entsprechenden Wert für w_{mGas} in Gl. 3.7 ein, so ergibt sich nach Umstellung der Gleichung der anzustrebende Querschnitt für den Einlasskanal. Der gleiche Querschnitt sollte auch am Einlassventil (A_{Ventil}) vorhanden sein. Setzt man der Einfachheit halber für den Ventilquerschnitt einem Kreisquerschnitt an, kann der notwendige Ventildurchmesser (d_V) auf einfache Weise berechnet werden:

$$A_{Kanal} = A_V = z \cdot \frac{\pi \cdot d_V^2}{4} \tag{3.10}$$

$$\Rightarrow d_V \sqrt{\frac{4 \cdot A_{Kanal}}{z \cdot \pi}} \tag{3.10a}$$

Mit z wird die Anzahl der Einlassventile gekennzeichnet. Mit dieser Grundauslegung der Einlassventilgröße können zunächst alle Berechnungen einschließlich der Nockenberechnungen durchgeführt werden. Die endgültige Ventilgröße wird dann später anhand von Versuchen und Leistungsabstimmungen auf dem Motorenprüfstand festgelegt, vgl. Kap. 4.

Es sei an dieser Stelle nochmals darauf hingewiesen, dass die mittlere Gasgeschwindigkeit lediglich eine theoretische Vergleichsgröße zur schnellen, rechnerischen Dimensionierung des Einlasskanals ist. Die Strömungsgeschwindigkeit ist in Wirklichkeit zeitlich veränderlich, damit ist die mittlere Gasgeschwindigkeit zur korrekten Beschreibung der Strömung ungeeignet und die Angabe dieser konstanten Geschwindigkeit streng physikalisch gesehen falsch.

Die Dimensionierung der Auslassventile bzw. des Auslasskanals erfolgt noch einfacher. Beide werden pauschal etwa 15 % kleiner im Durchmesser als der Einlass ausgeführt. Strömungsmäßig ist das kein Nachteil, denn das Abgas strömt aufgrund des größeren Druckgefälles zwischen Zylinder und Abgasleitung auch bei den kleineren Ventilen problemlos aus. Eine Vergrößerung der Auslassventile bringt im Ladungswechsel keine Vorteile. Aufgrund ihrer kleineren Fläche wird die Wärmeaufnahme der Auslassventile reduziert, wodurch sich ihre Temperaturbelastung verringert.

3.3 Ladungswechsel und Steuerung beim Zweitaktmotor

Beim Ladungswechsel des Zweitaktmotors wirken grundsätzlich die gleichen Mechanismen wie beim Viertaktmotor. Nur spielen beim Zweitakter die Druck- und Strömungsverhältnisse in den Saug- und Abgasleitungen und im Zylinder eine viel größere Rolle, weil die Ansaug- und Ausschubvorgänge nicht strikt getrennt sind, sondern sich zeitlich überlappen und im Wesentlichen durch die Verdrängungswirkung der Gase bewirkt werden. Durch zusätzliche Steuerorgane im Saug- und teilweise auch im Abgassystem wird versucht, diesen generellen Nachteil des Zweitaktmotors zu minimieren.

Abweichend von der übrigen Systematik des Buches werden Beispiele für die konstruktive Ausführung von Zweitaktmotoren zusammen mit den Grundlagen bereits in diesem Kapitel vorgestellt. Der Grund liegt darin, dass der Schwerpunkt der Betrachtung von Zweitaktmotoren auf dem Ladungswechsel und der Gasdynamik liegt und diese Funktionen wesentlich von der konstruktiven Detailausführung geprägt sind.

3.3.1 Grundlagen des Ladungswechsels bei der Schlitzsteuerung

Auch beim Zweitaktmotor wird der Ladungswechsel durch die Kolbenbewegung initiiert. Der Kolben übernimmt hier neben der Volumenverdrängung des Arbeitsgases aber noch die Aufgabe der Steuerung der Gasströme. Abb. 3.19 zeigt beispielhaft die Lage und Anordnung der Steuerschlitze am Zylinderumfang für einen einfachen, schlitzgesteuerten Zweitaktmotor.

Während der Ein- und Auslass in der Regel durch jeweils einen Schlitz mit zugehörigem Kanal gebildet wird, werden für die Spülung mindestens zwei oder aber mehrere Überströmkanäle verwendet. Unmittelbar erkennbar wird, dass durch die Höhe und die Position der Steuerschlitze die Öffnungs- und Schließzeitpunkte und die Öffnungsdauer festgelegt sind.

Der Ladungswechselvorgang lässt sich am einfachsten verstehen, wenn man bei verschiedenen Kurbelwellenstellungen betrachtet, wie der Kolben die Schlitze am Zylinderumfang freigibt bzw. verschließt, Abb. 3.20.

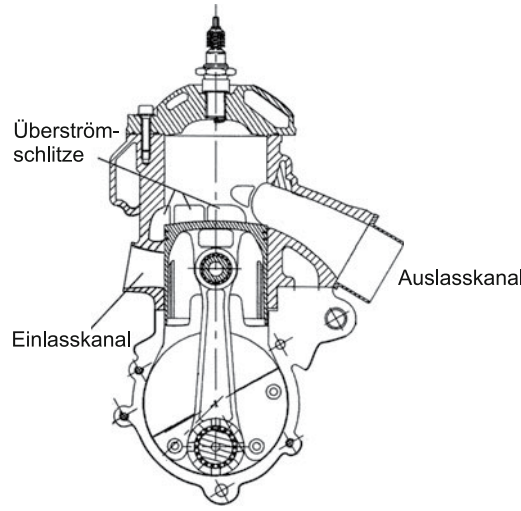


Abb. 3.19 Anordnung und Bezeichnung der Steuerschlitze beim Zweitaktmotor

Zu Beginn der Abwärtsbewegung des Kolbens ist während der Verbrennung und Expansion der Auslassschlitz durch den Kolbenschaft vollständig verschlossen, während der Einlassschlitz zum Kurbelgehäuse offen ist. Der Brennraum ist über die Kolbenringe zum Kurbelraum abgedichtet. Beim weiteren Abwärtsgang verschließt der Kolben zunehmend den Einlassschlitz, der Auslassschlitz bleibt immer noch durch den Kolbenschaft verschlossen. Im Bereich von etwa 90° Kurbelwellendrehung nach OT gibt die Kolbenoberkante den Auslassschlitz frei und das Abgas kann in den Auspuff strömen. Dieser Ausströmvorgang ist zu Beginn impulsartig, weil das Abgas aufgrund der frühen Auslassöffnung noch nicht vollständig expandieren konnte und daher noch unter relativ hohem Druck steht. Der Druckabbau im Zylinder erfolgt jedoch wegen der sich rasch vergrößernden Auslassöffnung recht schnell.

Wenn der Auslassschlitz schon weit geöffnet ist, gibt die Kolbenoberkante die Überströmkanäle frei und es setzt überlappend mit dem weiteren Ausströmen des Abgases das Einströmen von Frischgas in den Zylinder ein. Die Frischgase wurden beim vorherigen Aufwärtsgang des Kolbens über den Einlassschlitz in das Kurbelgehäuse gesaugt und werden dann durch den Kolben bei dessen Abwärtsgang verdichtet (bei noch geschlossenen Kanälen). Aufgrund dieser Vorverdichtung ergibt sich ein positives Druckgefälle zum Zylinder, wodurch das Frischgas beim Freigeben der Überströmkanäle in den Zylinder einströmen kann, obwohl dieser teilweise noch mit Abgas gefüllt ist. Der Frischgasstrom verdrängt dann das restliche Abgas aus dem Zylinder. Dieser gesamte Vorgang wird natürlich bis zum UT durch die abwärts gerichtete Kolbenbewegung unterstützt, die ihrerseits weiter Frischgas aus dem Kurbelgehäuse in die Überströmkanäle drückt. Aufgrund der Trägheitswirkung der Gasströme hält das Überströmen auch nach dem UT noch an.

Der Aufwärtsgang des Kolbens nach dem UT erzeugt, sobald die Überströmkanäle durch die Kolbenoberkante verschlossen werden, im Kurbelgehäuse einen Unterdruck. Der Einlasskanal bleibt dabei zunächst noch durch den Kolbenschaft verschlossen. Im weiteren

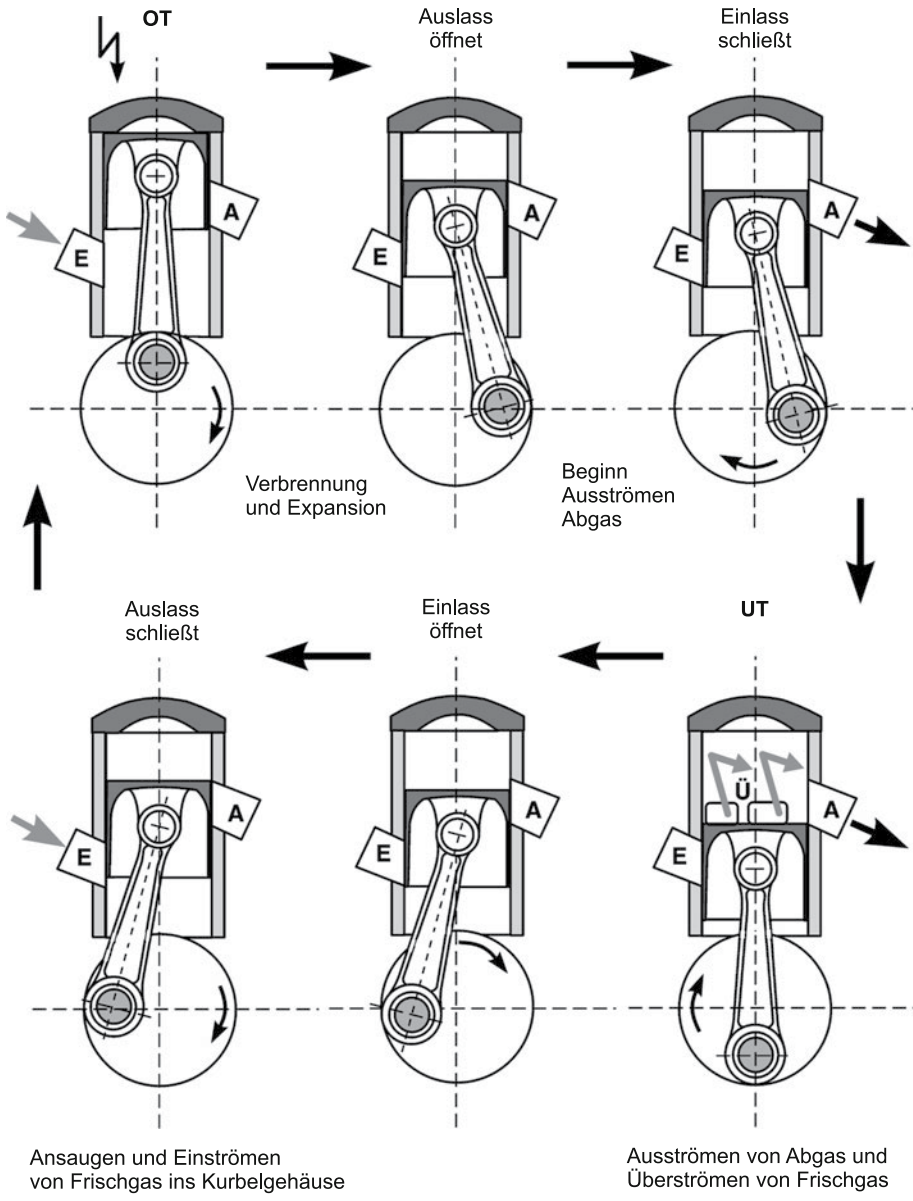


Abb. 3.20 Ladungswechselphasen des schlitzgesteuerten Zweitaktmotors

Bewegungsverlauf verschließen Kolbenoberkante und Kolbenschaft zuerst den Auslassschlitz, bevor die Kolbenunterkante dann den Einlassschlitz zum Kurbelgehäuse freigibt. Infolge des aufgebauten Unterdrucks strömt schlagartig Frischgas in das Kurbelgehäuse ein. Oberhalb des Kolbens wird das zuvor übergeströmte Frischgas bei jetzt verschlossenen Kanälen für die nachfolgende Verbrennung verdichtet. Die beschleunigte Gassäule behält

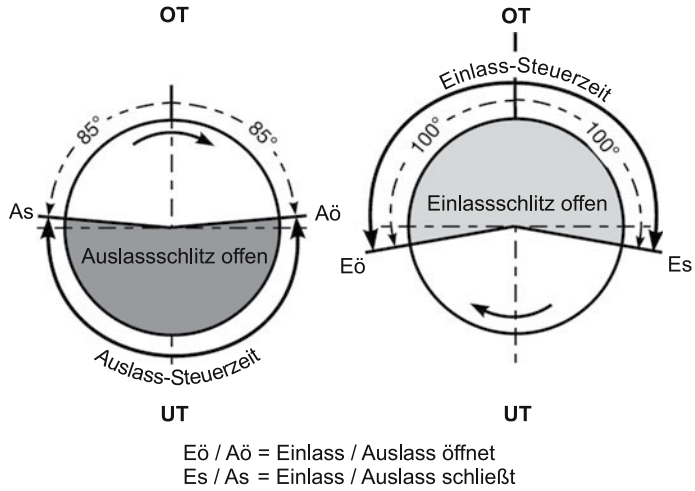


Abb. 3.21 Steuerdiagramm des Zweitaktmotors

aufgrund der Massenträgheit ihre Strömungsrichtung auch nach der Kolbenumkehr im oberen Totpunkt bei, so dass eine gewisse Zeit noch weiteres Frischgas auch gegen die Kolbenbewegung ins Kurbelgehäuse strömen kann.

Das Steuerdiagramm zeigt die Abfolge der Schlitzöffnungen in Relation zur Kurbelwellenstellung, Abb. 3.21. Es sind der Übersichtlichkeit halber nur Ein- und Auslass, nicht aber das Öffnen und Schließen der Überströmschlitze dargestellt. Im Gegensatz zum Viertaktmotor (vgl. Abb. 3.6) ist der Verlauf der jeweiligen Öffnungs*querschnitte* nicht dargestellt, sondern nur Öffnungs- und Schließzeitpunkte sowie die jeweilige Öffnungsdauer. Die jeweiligen Querschnitte lassen sich wegen der einfachen, meist rechteckigen Schlitzgeometrien aus der Kolbenstellung und Schlitzbreite sehr leicht ermitteln. Das Diagramm beginnt bei 0° KW mit dem OT. Die jeweiligen Öffnungsphasen für Einlass und Auslass sind durch die Graufärbung im Diagramm gekennzeichnet.

Durch die vorgegebene feste Position der Steuerschlitze und die Öffnungsteuerung über den Kolben ergibt sich zwangsläufig eine Symmetrie der Öffnungs- und Schließzeitpunkte zu den Totpunkten und zueinander. Da der Auslassschlitz immer als erstes und relativ früh öffnen muss, wird er zwangsläufig auch erst spät, und damit eigentlich zu spät, geschlossen. Der Auslassschlitz bleibt länger geöffnet als der Überströmschlitz, was dazu führt, dass Frischgas aus dem Zylinder in den Abgaskanal strömen kann. Dieses Frischgas geht für den Arbeitsprozess verloren und erhöht den Schadstoffausstoß (Kohlenwasserstoffe) des Zweitaktmotors erheblich. Auch der relativ hohe Kraftstoffverbrauch einfacher Zweitaktmotoren resultiert aus diesem Frischgasverlust. Ein analoger Effekt tritt beim Einlass auf. Auch hier kann es beim Abwärtsgang des Kolben nach dem OT wegen des noch geöffneten Einlassschlitzes zum unerwünschten Rückschieben von Frischgas aus dem Kurbelgehäuse ins Saugrohr kommen, was die Frischgasmasse und damit die Leistung verringert. Es wäre also vorteilhaft, wenn sich die Lage bzw. die Öffnungs- und Schließzeitpunkte der Steuerschlitze verändern ließen.

Dies sind nicht die einzigen Nachteile im Ladungswechsel des Zweitaktmotors. Das Überströmen von Frischgas in den Zylinder kann nur bei positivem Druckgefälle erfolgen, d. h. der Zylinderdruck muss möglichst rasch unter das Druckniveau des Kurbelgehäuses abgesenkt werden. Um das zu erreichen, muss der Auslassschlitz möglichst groß dimensioniert werden. Die Möglichkeiten dazu sind aber begrenzt, aufgrund der am Zylinderumfang zur Verfügung stehenden Fläche. Einer Querschnittsvergrößerung über die Auslassschlitzhöhe sind Grenzen gesetzt, weil mit der Schlitzhöhe die Auslasssteuerzeit vergrößert wird. Außerdem steigt mit Vergrößerung des Auslassschlitzes die Gefahr von Frischgasverlusten gegen Ende des Überströmens.

Nicht ganz zu verhindern ist auch eine Vermischung des einströmenden Frischgases mit dem Abgas beim Überströmen, wodurch die Füllung und damit die Leistungsausbeute des Motors beeinträchtigt werden. Durch eine ausgeklügelte Formgebung am Eintritt des Überströmkanals in den Zylinder versucht man dem zu begegnen. Seit Jahrzehnten durchgesetzt hat sich die *Umkehrspülung*, bei der der Frischgasstrom von schräg unten in den Zylinder einströmt, sich dann an der Zylinderwand gegenüber dem Auslass zum Zylinderkopf hin aufrichtet, um dann in Form eines langgezogenen Wirbels von oben zum Auslassschlitz zu strömen, Abb. 3.22. Dabei wird das Abgas vor dem Frischgasstrom hergeschoben und so eine gründliche Ausspülung des Zylinders bei minimaler Vermischung erreicht. Diese Strömungsform ist hinreichend stabil und bietet durch ihre Führung weitgehende Sicherheit gegen eine Kurzschlussströmung (vom Überströmkanal direkt zum Auslass).

Durch eine detaillierte Untersuchung des Spülvorgangs konnten deutliche Verbesserungen erzielt werden. Dies führte Anfang der 70er-Jahre bei YAMAHA zur Fünfkanalspülung (Mehrkanalspülungen gab es allerdings bei europäischen Herstellern in den 50er-Jahren auch schon), die im Bild prinzipiell dargestellt ist. Die Zusatzkanäle bewirken eine Stabilisierung der Strömung und verhindern, dass sich in Zylindermitte ein Abgaskern festsetzt, der nicht ausgespült wird.

Generell nachteilig beim Spülvorgang ist die Wärmeübertragung vom heißen Abgas an das Frischgas, wodurch dessen Dichte herabgesetzt wird, was sich leistungsmindernd auswirkt. Eine Aufheizung der Frischgase findet darüber hinaus auch im Kurbelgehäuse und infolge der Vorverdichtung statt.

Aussagen zur Wirkung der Steuerzeiten sind beim Zweitaktmotor schwieriger zu treffen als beim Viertakter. Durch die eingeschränkte Anordnungsmöglichkeiten von Schlitzen am Zylinderumfang und die Symmetrie der Steuerzeiten bestehen immer unerwünschte Abhängigkeiten. Eine lange Einlasssteuerzeit z. B. ist nur durch eine große Schlitzhöhe zu erzielen. Diese führt zwangsläufig zu einer Verschiebung der Überström- und Auslassschlitze, wodurch der Auslass entsprechend früh öffnet. Dies aber ist ungünstig, weil dann der Expansionsweg für den Kolben kürzer wird (Arbeits- und damit Leistungsverlust) und der Auslass wegen der Symmetrie ungünstig spät schließt.

Wegen dieser Effekte kommt den Strömungsverhältnissen und der Gasdynamik beim Zweitakter eine viel höhere Bedeutung zu als beim Viertakter. Moderne Hochleistungs-Zweitakter verdanken ihre überlegene Leistungsausbeute überhaupt nur der konsequenten Ausnutzung dynamischer Strömungseffekte. Die komplizierten Sachverhalte sind hier des

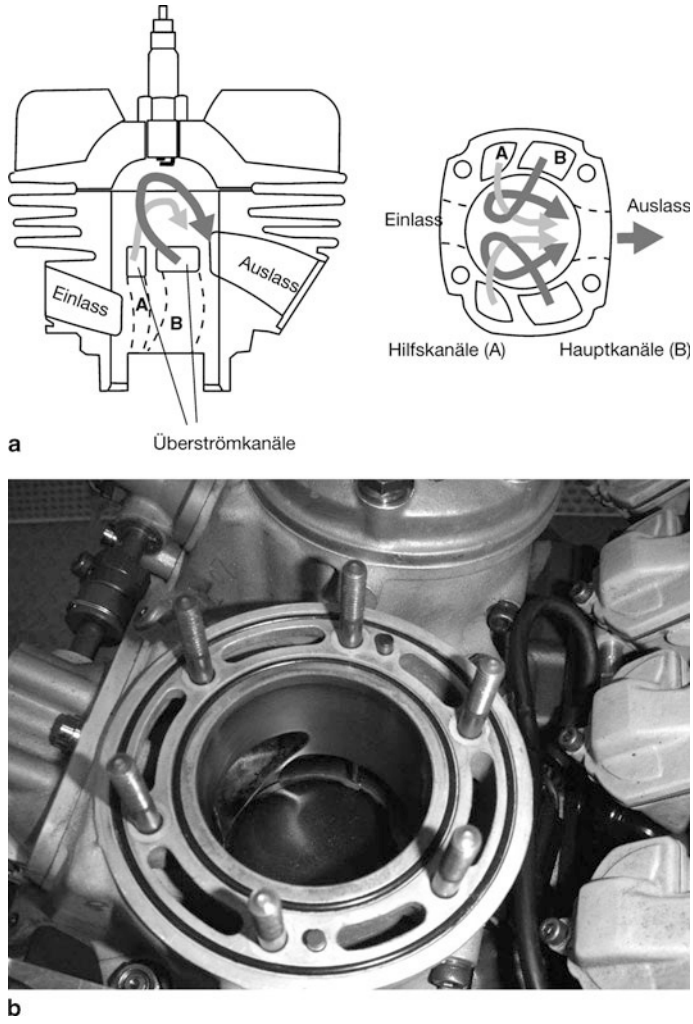


Abb. 3.22 Umkehrspülung mit mehreren Kanälen (YAMAHA-Fünfkanalspülung)

besseren Verständnisses wegen vereinfacht dargestellt und auf die wesentlichen Grundlagen reduziert. Dem Leser wird empfohlen, bei offenen Fragen auch im Inhalt des Kap. 4 dieses Buches nachzuschauen, wo die grundsätzlichen Mechanismen der Gasdynamik ausführlicher beschrieben sind.

Ziel der gasdynamischen Abstimmung des Zweitaktmotors ist es, die schwankenden Druckverhältnisse in den Saug- und Abgasleitungen für den Ladungswechsel zu nutzen. Durch die rasche Öffnung der relativ großen Steuerschlitze am Zylinder werden in die angeschlossenen Saug- und Abgasrohren impulsartig Unterdruck- bzw. Überdruckstöße eingeleitet. Diese breiten sich mit Schallgeschwindigkeit als Unterdruck- bzw. Überdruckwellen in den Leitungen aus. Durch Reflexion an Verengungs- oder Erweiterungsstellen

laufen diese Wellen in den Saug- bzw. Abgasrohren teilweise zum Zylinder zurück und rufen dadurch zeitliche Druckveränderungen an den Steuerschlitzen hervor. Da die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Wellen praktisch konstant ist,[3] hängt die Lauf*zeit* dieser Wellen nur von der Wegstrecke, d. h. von der Länge der Saug- und Abgasrohre ab und kann durch diese beeinflusst werden.

Beim Öffnen des Auslassschlitzes pflanzt sich der erste Auslassstoß in der Auspuffanlage als Druckwelle fort. Durch eine geeignete konstruktive Auslegung wird diese Druckwelle im Inneren der Auspuffanlage so reflektiert, dass sie zum Auslassschlitz zurückläuft und gegen Ende des Auslassvorgangs bei noch offenem Auslassschlitz dort ankommt. In den Auspuff gelangtes Frischgas (s. o.) wird von dieser Druckwelle größtenteils in den Zylinder zurückgespült. Dies minimiert die Frischgasverluste und erhöht die Zylinderfüllung bzw. die Leistung. Legt man den gesamten Ansaug- und Überströmvorgang bewusst auf einen übergroßen Volumenstrom aus, der bis in die Auspuffanlage einströmt, kann man mit Hilfe dieses Druckwelleneffekts eine Zylinderfüllung erreichen, die über dem nominellen Zylindervolumen liegt. Mit daraus resultieren die sehr großen Literleistungen moderner Zweitaktmotoren.

Einen übergroßen Frischgasvolumenstrom erreicht man allerdings nur bei hohen Drehzahlen, weil nur dann die kinetische Energie der strömenden Gase hoch genug ist. Hierbei wirken weitere Effekte mit. Bei richtiger Auslegung der Auspuffanlage liegt am Auslassschlitz zum Beginn des Auslassvorgangs ein möglichst niedriger Druck an, was zum schnellen Abströmen der Abgase beiträgt. Der energiereiche Abströmvorgang hat über die bereits geöffneten Überströmschlitze dann Rückwirkungen auf das Frischgas. Es wird eine Sogwirkung erzeugt, die das Überströmen unterstützt und letztlich gegen Ende des Überströmvorgangs zum Aufbau eines Unterdrucks im Kurbelgehäuse beim Schließen der Überströmkanäle führt. Dieser Effekt ist erwünscht, weil dadurch der anschließende Ansaugvorgang unterstützt und eine Füllungssteigerung im Kurbelgehäuse erreicht wird.

Gasdynamische Effekte wirken direkt auch auf der Einlassseite. Mit Freigabe des Einlassschlitzes wird die Verbindung zwischen Kurbelgehäuse und Einlasskanal hergestellt. Der Unterdruck im Kurbelgehäuse wirkt schlagartig auf das Saugsystem. Die ausgelöste Unterdruckwelle breitet sich im Saugrohr in Richtung Luftfilterkasten aus. Durch die Reflexion am offenen Ende des Saugrohres läuft die Welle als *Überdruck*welle zum Einlassschlitz zurück. Wenn jetzt der Einlassschlitz und damit seine Öffnungsdauer so bemessen wird, dass er auch bei abwärts gehendem Kolben noch eine Zeitlang offen bleibt (lange Steuerzeit), kann diese Überdruckwelle zur Füllungssteigerung ausgenutzt werden. Dazu muss mittels der Saugrohrlänge die Laufzeit der Welle so gesteuert werden, dass der Überdruck gegen Ende des Einlassvorgangs, d. h. so lange wie der Einlassschlitz noch geöffnet

[3] Die Schallgeschwindigkeit ist eine charakteristische Größe und im jeweiligen Medium (Luft, Wasser etc.) konstant. Sie ist allerdings abhängig von der herrschenden Temperatur. Durch die vergleichsweise geringen Temperaturunterschiede im Einlasssystem von Motoren kann die Schallgeschwindigkeit hier als konstant angenommen werden. In der Auspuffanlage herrschen allerdings größere Temperaturunterschiede, so dass sich die Schallgeschwindigkeit längs des Abgasweges in größerem Maße ändert.

ist, dort anliegt. Dann herrscht ein entsprechendes Druckgefälle zum Kurbelgehäuse und es kann weiterhin Frischgas einströmen, obwohl der Kolben beim Abwärtsgang schon beginnt, die Strömungsrichtung umzukehren.

Alle gasdynamischen Effekte haben nur in definierten, schmalen Drehzahlbereichen eine positive Wirkung auf den Ladungswechsel. Das rührt daher, dass die effektive zeitliche Öffnungsdauer der Steuerschlitze drehzahlabhängig, die Laufzeit der Wellen bei festen Rohrlängen aber konstant ist. Aufgrund der großen zeitlichen Überlappung der Gaswechselvorgänge und der doppelten Arbeits- bzw. Gaswechselfrequenz hat die Gasdynamik einen überragenden Stellenwert beim Zweitaktmotor. Es ist daher durchaus gerechtfertigt, wenn moderne Hochleistungs-Zweitakter manchmal als Strömungsmaschinen und nicht mehr als intermittierend arbeitende, klassische Kolbenmaschinen aufgefasst werden.

Die Erkenntnis, dass aus dem symmetrischen Steuerdiagramm beim schlitzgesteuerten Zweitakter seine größten Nachteile resultieren, ist fast so alt wie der Zweitaktmotor selbst. In der Entwicklungsgeschichte wurde daher von Beginn an versucht, mit zusätzlichen Steuerorganen eine asymmetrische Steuerung und eine drehzahlabhängige Variation der Öffnungs- und Schließzeitpunkte darzustellen. Einige Entwicklungen auf diesem Sektor haben sich nach anfänglichen Fehlschlägen in der Serie bewährt. Auf diese Systeme soll nachfolgend eingegangen werden. Allerdings ist die Vielfalt auf diesem Sektor so groß, dass eine erschöpfende Behandlung in einem Grundlagenbuch nicht möglich ist. Die Darstellung muss daher auf die wichtigsten Grundprinzipien der Zweitakt-Steuerung und ausgewählte, typische Beispiele beschränkt bleiben.

3.3.2 Membransteuerung für den Einlass

Ein nahe liegender Gedanke zur Steuerung des Gaswechsels sind selbsttätig schließende Membranventile im Einlasskanal, Abb. 3.23.

Diese Ventile bestehen aus einem dachförmigen Grundkörper mit rechteckigen Durchbrüchen auf beiden Seiten. Diese Durchbrüche sind mit elastischen Zungen, die im Ruhezustand auf dem Grundkörper aufliegen, verschlossen. Wenn sich ein Unterdruck im Kurbelgehäuse aufbaut, öffnen die Zungen selbsttätig und Frischgas kann widerstandsarm in das Kurbelgehäuse einströmen. Die Zungen wirken als Blattfeder, deren Elastizität so gewählt wird, dass schon geringe Druckdifferenzen zwischen Kurbelgehäuse und Saugrohr ausreichen, um sie offen zu halten. Sobald der Druck im Kurbelgehäuse auf das Niveau des Saugrohrdrucks ansteigt, schließen die Zungen selbsttätig und dichten auch bei Überdruck aus dem Kurbelgehäuse zuverlässig ab. Das ermöglicht lange Einlassöffnungsdauern und eine kompromisslose Ausnutzung der zuvor beschriebenen gasdynamischen Effekte bei hohen Drehzahlen ohne die typischen Nachteile im unteren Drehzahlbereich. Das sonst bei niedrigen Drehzahlen unvermeidliche Rückströmen von Frischgas aus dem Kurbelgehäuse in das Saugrohr wird jetzt durch die sich schließenden Membranen verhindert. Damit wird die Füllung auch bei niedrigen Drehzahlen verbessert und insgesamt

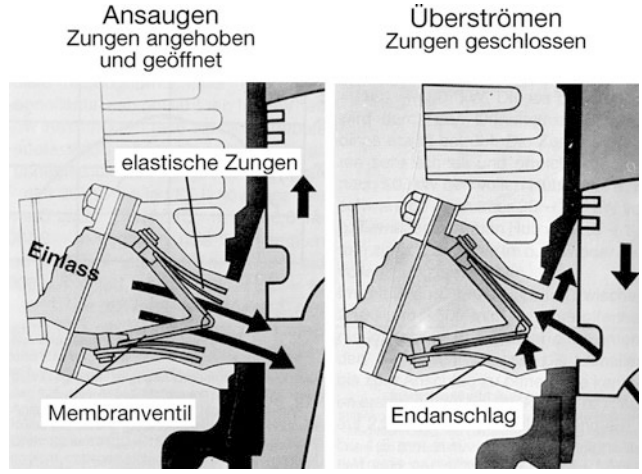


Abb. 3.23 Membranventil für Zweitaktmotoren

eine fülligere Leistungscharakteristik des Motors erzielt mit einem breiten nutzbaren Drehzahlband.[4]

Unverzichtbar sind Membranventile für moderne Hochleistungs-Zweitakter mit Direkteinlass, bei denen der Einlasskanal unterhalb des Kolbens direkt ins Kurbelgehäuse geführt ist. Da der Kolben hier keine Steuerungsfunktion mehr hat, würde ohne Membranventile das Frischgas ungehindert in den Einlasskanal zurückströmen. Der Vorteil dieser Bauweise liegt in der geringeren Umlenkung des Gasstroms und in seiner geringeren Aufheizung.

Die ersten Versuche mit selbsttätigen Ventilen an Motoren reichen bis zum Beginn des Jahrhunderts zurück. In den 20er und 30er-Jahren gab es Zweitakt-Motorradmotoren u. a. von *DKW* mit Membransteuerungen im Einlasskanal. Große Verbreitung fanden die Membraneinlässe bei Motorrad-Zweitaktern dann seit etwa Mitte der 70er-Jahre. Anfangs waren die Membranzungen noch aus Federstahl und es gab besonders bei hohen Drehzahlen Haltbarkeitsprobleme. Schwingungsresonanzen führten zum Abbrechen der Zungen und zu teuren Motorschäden. Erst die Entwicklung von Membranzungen aus faserverstärkten Kunststoffen und eine Wegbegrenzung der Zungen durch speziell geformte Endanschläge brachten dauerhafte Abhilfe. Heute sind Membranventile ein problemloses Standardbauteil von Zweitaktmotoren, das in Großserien vergleichsweise preiswert hergestellt wird.

Eine Besonderheit findet sich beim sogenannten „torque induction system“ von *YAMAHA*. Hierbei wird die herkömmliche Kolbensteuerung mit einem Membraneinlass in

[4] Membranventile lassen sich prinzipiell auch am Viertaktmotor verwenden. Bei langen Steuerzeiten verbessern sie dort ebenfalls die Füllung und das Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen. Versuche führten zu einer mehr als 30-prozentigen Drehmomentverbesserung. Problematisch ist aber der große Bauraumbedarf der Ventile, die im Einlasskanal von Viertaktmotoren kaum unterzubringen sind. Die Verwendung entsprechend kleiner Ventile scheitert an deren hohen Durchflusswiderstand. Die Drosselung wird dann so groß, dass der notwendige Gasdurchsatz für hohe Leistungen bei hohen Drehzahlen nicht mehr erreicht wird.

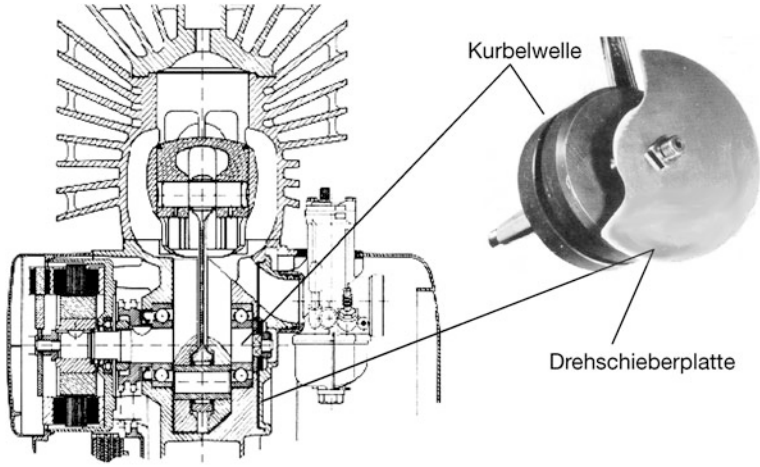


Abb. 3.24 Plattendrehschieber zur Einlasssteuerung

besonderer Weise kombiniert. Der Einlassschlitz ist so angeordnet, dass ihn der Kolben solange verschließt, bis sich im Kurbelgehäuse ausreichender Unterdruck aufgebaut hat. Bei Freigabe des Schlitzes öffnen sich dann die Lamellen schlagartig auf einen großen Querschnitt. Dadurch sinkt die Drosselung und der Unterdruckstoß regt eine gewünschte Gasschwingung im Einlasssystem an. Beim Abwärtsgang des Kolbens bilden ein Fenster im Kolben und eine Anschrägung im Einlasskanal einen zusätzlichen Überströmkanal und verbessern so die Zylinderfüllung.

Es gibt weitere konstruktive Varianten der Membransteuerung auf dem Markt. So ordnet *SUZUKI* eine Membranzunge in einem Nebenkanal, der direkt zum Kurbelgehäuse führt, an. Der Haupteinlass wird weiterhin vom Kolben gesteuert. Ziel dieser Anordnung ist eine Verbesserung des Drehmomentverlaufs im unteren Drehzahlbereich, da sich die Membranöffnung drehzahl- und damit druckabhängig verändert. Auf Einzelheiten soll an dieser Stelle nicht näher eingegangen werden.

3.3.3 Schiebersteuerung für Ein- und Auslass

Eine weitere Möglichkeit zur gezielten Beeinflussung und Steuerung des Gaswechsels sind Drehschieber im Einlass- bzw. Auslasskanal. Mit Drehschiebersteuerungen wurde schon sehr früh bei Renn-Zweitaktern experimentiert (u. a. *SCOTT* ab 1912). Grundsätzlich können Einlassdrehschieber als Rohr- oder als Plattenschieber ausgebildet werden, wobei Rohrdrehschieber mit axialer Durchströmung und radialer Ausströmung den Nachteil einer Strömungsumlenkung um 90° aufweisen und generell im Öffnungsquerschnitt begrenzt sind. Durchgesetzt haben sich für Hochleistungs-Zweitakter axial durchströmte Plattendrehschieber, Abb. 3.24.

Ihre großen Vorteile sind die verlustarme Durchströmung, der einfache Aufbau mit direktem Antrieb von der Kurbelwelle und die Darstellung nahezu beliebiger Steuerdiagramme.

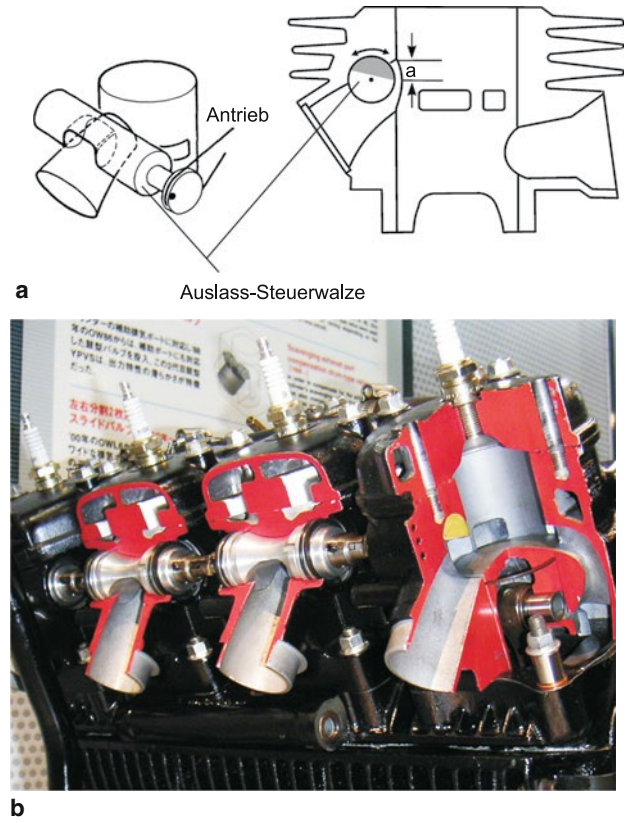


Abb. 3.25 Auslasssteuerung mittel Walzendrehschieber (*YAMAHA* Power-Valve-System)

Auch zur Steuerung des Auslasses werden Schieber verwendet. Die bekannteste Konstruktion ist das *YAMAHA* Power-Valve-System (YPVS), Abb. 3.25.

Im Gegensatz zu den Einlasssystemen wird bei dieser Auslasssteuerung der Kanal nicht vollständig vom Schiebersystem geöffnet und verschlossen, sondern es wird lediglich die wirksame Auspuffschlitzhöhe durch die rotierende Walze variiert. Das Öffnen und Schließen übernimmt nach wie vor der Kolben. Dadurch wird nicht nur der Schieber thermisch entlastet, es entfällt auch die konstruktiv aufwändige und im Dauerbetrieb sehr anfällige Abdichtung des thermisch stark beanspruchten Schiebers. Der Antrieb der Steuerwalze erfolgt entweder mechanisch oder mittels eines Elektromotors. Letzteres hat den immensen Vorteil einer völlig frei wählbaren Steuercharakteristik.

Vom österreichischen Motorhersteller *ROTAX* stammt die Entwicklung eines druckgesteuerten Auslassschiebers. Das System zeichnet sich durch seine Einfachheit aus. Ein Flachschieber ist mit einer Feder und einem Membransystem verbunden, das vom Druck im Auslasskanal beaufschlagt wird. Bei niedrigem Gasdurchsatz und entsprechend niedrigem Druck wird der Flachschieber von der Feder von oben in den Auslasskanal geschoben. wodurch sich die Steuerzeit verkürzt. Bei Erhöhung von Last und Drehzahl steigt mit dem Gasdurchsatz der Druck im Auspuffsystem und zieht den Schieber mittels der

Membrane aus dem Kanal zurück, wodurch sich die Steuerzeit zunehmend verlängert. Es wird ein Füllungsgewinn zwischen 20 und 40 % durch das System angegeben.

3.3.4 Externes Spülgebläse

Neben den zuvor beschriebenen Steuerorganen lässt sich der Ladungswechsel auch steuern, indem man zur Spülung ein externes Pumpenaggregat bzw. einen Lader verwendet. Bis in die 50er-Jahre bauten einige Firmen Zweizylindermotoren (überwiegend), bei denen ein Zylinder „zweckentfremdet" und als Kolbenpumpe zur Frischgasspülung des eigentlichen Arbeitszylinders eingesetzt wurde (Ladepumpenmotoren). Nachteilig an diesen Konstruktionen waren neben der vielfachen Umlenkung des Frischgasstromes vor allem das Gewicht für einen Zweizylindermotor und der konstruktive Aufwand, denn letztlich leistete ja nur ein Zylinder Arbeit. Diese Konstruktionen konnten sich auch nicht durchsetzen und sind seit den 60er-Jahren vollständig vom Markt verschwunden. Effizienter ist der Einsatz eines externen Laders („Spülgebläse"). Für Zweitakt-Motorradmotoren wird diese, grundsätzlich sinnvolle, Konstruktion jedoch auch in Zukunft wohl nicht eingesetzt werden, weil die Kosten zu hoch sind und das Motorpackage recht ungünstig ist.[5]

Es soll an dieser Stelle eine Konstruktion aus der Historie vorgestellt und näher erläutert werden, der modifizierte DKW Gegenkolbenmotor aus der GS250 (1947). Dieser Motor ist in seiner Ausführung so interessant, dass hier ausnahmsweise von der Grundorientierung dieses Buches, sich nur mit zeitgemäßen Serienkonstruktionen zu beschäftigen, abgewichen wird.

Die Abb. 3.26 zeigt einen Schnitt und Abb. 3.27 Innensichten des Motors im teilzerlegten Zustand.[6]

Gemäß seiner Auslegung als Gegenkolbenmotor besitzt der Motor zwei Zylindereinheiten (Zweizylindermotor) in denen insgesamt vier Kolben laufen, die paarweise gegeneinander arbeiten. Die Verbrennungskammer wird im Bereich des oberen Totpunktes vom

[5] Zweitaktmotoren für Automobile, die vor einigen Jahren von verschiedenen Firmen als möglicherweise erfolgversprechende Zukunftsentwicklungen vorgestellt wurden, sind ausnahmslos mit externen Spülgebläsen ausgerüstet. Für Zweitakt-Dieselmotoren (Schiffsantriebe), die mit höchstem Wirkungsgrad arbeiten (>50 %), ist der Einsatz von Spülgebläsen ein etablierter Standard.

[6] Diese Gegenkolbenmotoren wurden Anfang der 40er-Jahren bei *DKW* entworfen und nach Kriegsende in einigen Exemplaren auch gebaut. Es entstanden daraus Rennmotorräder, die DKW GS250/350. In den 50er-Jahren wurde der Motor modifiziert, und zusammen mit Fahrgestellteilen einer DKW SS-350 entstand ein Rennmotorrad mit der Bezeichnung DKW KS1. Der abgebildete Motor stammt aus einer solchen Rennmaschine, die sich heute im Besitz von Hermann Herz befindet. Im Rahmen von Studien- und Diplomarbeiten an der TH Darmstadt wurde am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik unter der Leitung von Prof. Dr.-Ing. B. Breuer dieser Motor völlig neu wieder aufgebaut. Die Restaurierungsarbeiten umfassten neben der Neuanfertigung des Motorblocks, der Zylinder, Kolben und Kurbelwellen auch die Erneuerung des mechanischen Laders. Eine ausführliche Beschreibung des Motors und der Restaurationsarbeiten findet sich in [3.17]. Federführend bei diesen Arbeiten war Herr Dr.-Ing. J. Präckel, der dem Verfasser auch das Bildmaterial überlassen hat. Dafür sei ihm an dieser Stelle ganz herzlich gedankt.

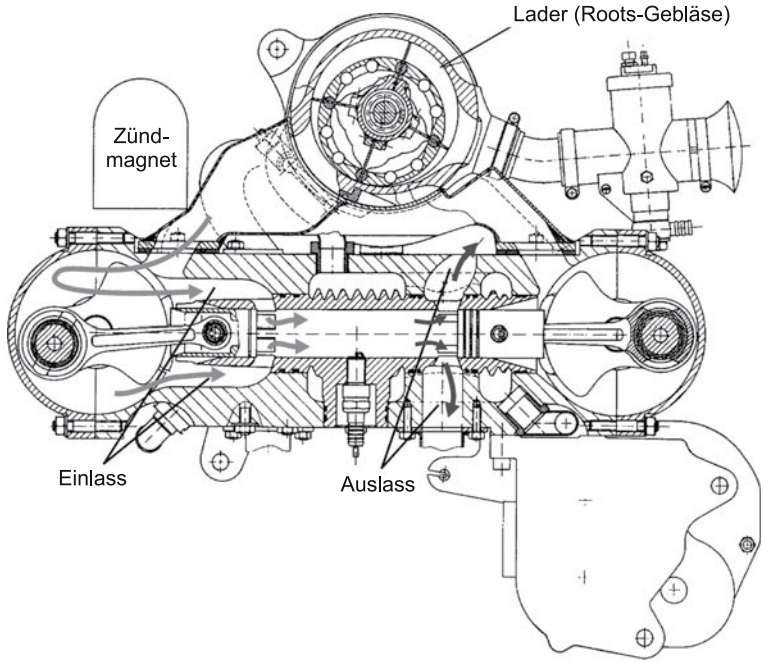


Abb. 3.26 *DKW* Gegenkolbenmotor – Motorschnitt

Kolbenpaar jedes Zylinders jeweils in der Mitte des Zylinderrohres gebildet. Zur Kühlung ist das Zylinderrohr in diesem Bereich stark verrippt. Der Motor benötigt zwei Kurbelwellen, die über Zahnräder gekoppelt sind. Der konstruktionsbedingt große Achsabstand der Kurbelwellen wird von einem zwischengeschalteten Zahnradpaar überbrückt.

Der Motor wird wie jeder Einfach-Zweitakter ausschließlich von seinen Kolben und den Schlitzen am Zylinderumfang gesteuert. Die Besonderheit liegt im Spülverfahren, denn es kommt die Gleichstromspülung zur Anwendung. Das Frischgas strömt durch die Steuerschlitze an einem Ende des Zylinderrohres ein, und nach der Verbrennung und Expansion verlässt es den Zylinder durch die Steuerschlitze am gegenüberliegenden Ende. Mit diesem Spülverfahren wird eine nahezu perfekte Ausspülung der Abgase und die geringste Durchmischung zwischen Frisch- und Abgas erreicht, weil das Frischgas ohne Richtungsumkehr in den Zylinder einströmt und als quasi stabile Gassäule das verbrannte Abgas vor sich her zum Auslass schiebt.

Einlass und Auslass beider Zylinder liegen sich jeweils diagonal gegenüber. Jede Kurbelwelle trägt einen Kolben zur Frischgas- und einen Kolben zur Abgassteuerung. Das Frischgas durchströmt vor Eintritt in die Einlasskanäle die beiden Kurbelkammern und schmiert dabei die Kurbelwellen- und Pleuellager sowie die Kolben (Mischungsschmierung). Auch wird eine gewisse Kühlwirkung im Motor durch das Frischgas erzielt. Der Spüldruck wird allein vom mechanischen Spülgebläse aufgebracht, in den Kurbelkammern

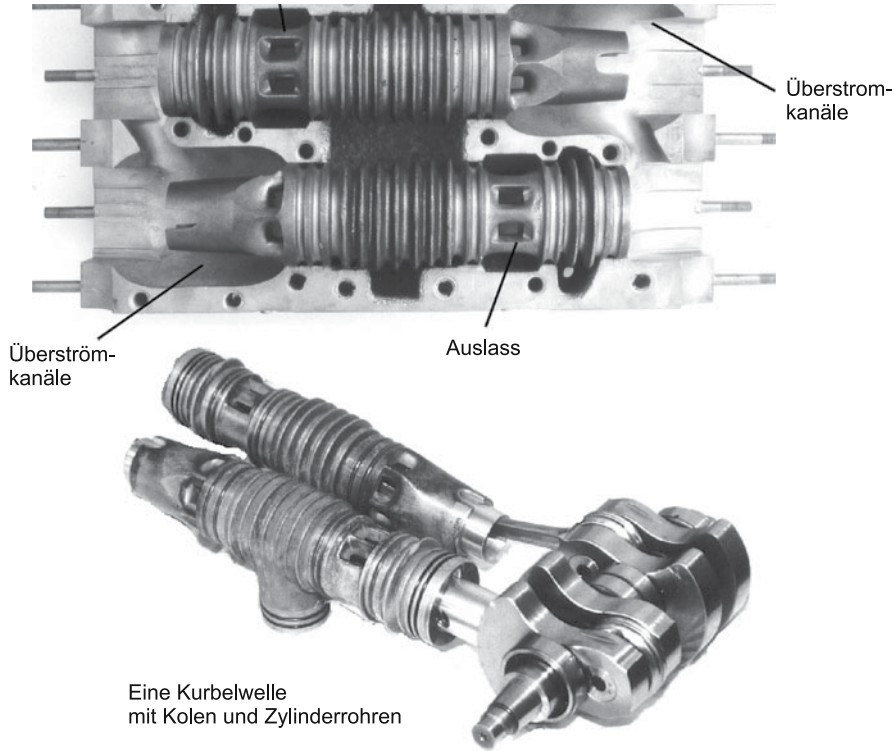


Abb. 3.27 *DKW* Gegenkolbenmotor – Motor-Innenansichten

wird keine Kompressionsarbeit geleistet. Erreicht wird dies durch eine Verbindung zwischen den beiden Kurbelkammern jeder Kurbelwelle, so dass ein Volumenausgleich zwischen dem aufwärts- und abwärts gehenden Kolben stattfindet.

Die prinzipielle Möglichkeit, eine weitgehend beliebige Asymmetrie der Steuerzeiten zueinander darzustellen, ist einer der Hauptvorteile des Gegenkolbenprinzips. Beim dargestellten Motor sind die Hubzapfen an den Kurbelwellen nicht, wie bei Zweizylindermotoren üblich, um genau 180° versetzt, sondern für die auslassseitigen Kolben jeweils um 15° KW verdreht, so dass der Auslass dem Einlass entsprechend voreilt. Damit kann der Auslass 15° KW vor dem Einlass schließen, obwohl er, wie bei allen Zweitaktern notwendig, vor dem Einlass geöffnet wird. Damit wird das sonst unvermeidliche Überströmen von Frischgas in den Auslasskanal weitestgehend verhindert, wodurch die Leistungsausbeute steigt und der Verbrauch absinkt.

3.3.5 Kombinierte Steuerungen und Direkteinspritzung

Es liegt auf der Hand, dass die größten Vorteile hinsichtlich Leistungsentfaltung und Verbrauch mit einer Kombination von Auslass- und Einlasssteuerungssystemen erzielt werden könnten. Zusammen mit einem externen Spülgebläse wären theoretisch alle Möglichkeiten

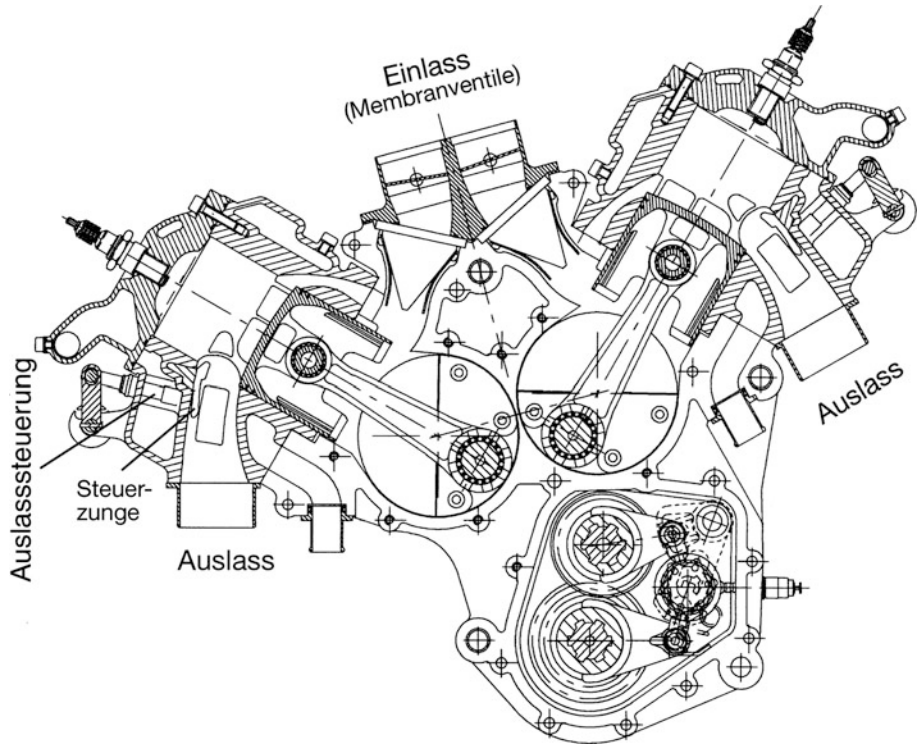


Abb. 3.28 Zweitaktmotor der *BIMOTA* 500 Vdue im Schnitt

zur gezielten Beeinflussung der Gaswechselvorgänge gegeben, allerdings bei erheblichem Bauaufwand und Zusatzgewicht. Die einstige Grundidee des Zweitakters, einen leistungsfähigen und dennoch einfachen und preiswerten Motor zu verwirklichen, hätte man damit verlassen.

Um heutige Abgasgesetze zu erfüllen, reichen aber auch raffinierte Steuerungssysteme nicht aus. Denn vollständig lassen sich die Frischgasverluste und damit die Emission von Kohlenwasserstoffen selbst mit aufwändigen Steuerungssystemen nicht eliminieren. Ob eine Kraftstoffeinspritzung direkt in die Zylinder und eine Spülung mit reiner Luft ausreicht, bleibt zweifelhaft. Die italienische Firma *BIMOTA* hat 1996 im Modell *BIMOTA 500 Vdue* einen völlig neu entwickelten Zweitaktmotor vorgestellt, der erstmals in der Geschichte des Motorrad-Motorenbaus mit einer solchen direkten Benzineinspritzung arbeitet. Die Schnittdarstellung, Abb. 3.28, lässt die wesentlichen Konstruktionsmerkmale erkennen.

Der Zweizylinder-V-Motor mit einem Zylinderwinkel von 90° hat zwei Kurbelwellen, wodurch die für die Kurbelkastenspülung notwendige Trennung des Kurbelraums erreicht wird. Durch die (im Bild nicht sichtbare) Koppelung beider Wellen über Zahnräder wird Gegenläufigkeit erreicht, dies ermöglicht einen Massenausgleich I. Ordnung. Die Einlasssteuerung erfolgt über Membranventile, im Auslass sind Steuerzungen zur Querschnitts-

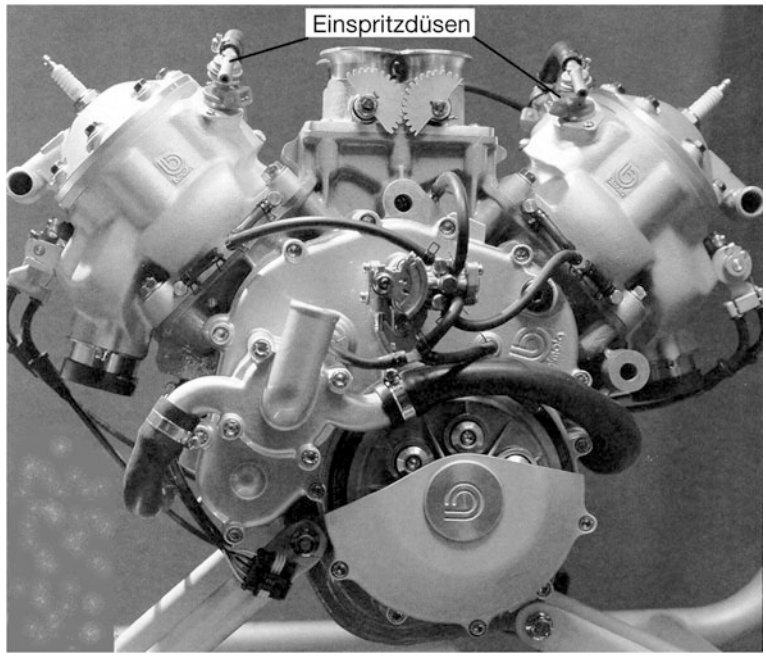


Abb. 3.29 Ansicht des *BIMOTA* 500 Vdue Zweitaktmotors

veränderung angeordnet, die mechanisch über Seilzug und Hebel betätigt werden. Für die Kraftstoffeinspritzung werden pro Zylinder jeweils 2 Einspritzdüsen verwendet, die den Kraftstoff erst nach dem Schließen der Auslassschlitze etwa in Höhe der Überströmkanäle direkt in die Zylinder einspritzen. Der genaue Einspritzzeitpunkt und Menge des eingespritzten Kraftstoffs werden in Abhängigkeit von Drosselklappenstellung und Motordrehzahl von einer elektronischen Steuereinheit vorgegeben. Es wird reiner Kraftstoff eingespritzt, die Schmierung des Motors erfolgt getrennt über eine separate Ölversorgung direkt zu den Lagerstellen. Abb. 3.29 zeigt eine Motoransicht, aus der auch die Lage der Einspritzdüsen erkennbar wird.

Durch die Direkteinspritzung ist dem einströmenden Frischgas kein Kraftstoff mehr beigemischt, die Zylinderspülung erfolgt also mit reiner Luft. Gasverluste während der Spülphase (Überschneidung) führen somit nicht mehr zu der zweitakttypischen Anreicherung von Kohlenwasserstoffen im Abgas. Grundsätzlich nachteilig bei der Direkteinspritzung ist allerdings die stark verkürzte Zeitspanne, die für die Kraftstoffverdampfung und Gemischbildung nur noch zur Verfügung steht (die gesamte Zeit vom Ansaugen bis zur Durchströmung des Kurbelgehäuses fällt für die Gemischbildung ja weg). Der Kraftstoff muss daher mit vergleichsweise hohem Druck eingespritzt werden, damit er fein zerstäubt und ein homogenes, zündfähiges Kraftstoff-Luftgemisch erzielt wird. Fahrtests, die von Fachzeitschriften seinerzeit mit Vorserienfahrzeugen durchgeführt wurden, ließen erkennen, dass der Motor hinsichtlich der Feinabstimmung sensibel reagiert.

Bezüglich der Leistungsdaten erfüllte der Motor bei Erscheinen zwar die Erwartungen und mit 144 kW/l (= 200 PS/l) in der Ausführung für Deutschland lag seine spezifische Leistung sehr hoch. Längst liegen aber die besten Viertakter der Supersport-Klasse auf gleichem spezifischen Niveau und erfüllen dabei sicher die geltenden Abgasnormen. Man erkennt dabei, dass der theoretische Leistungsvorteil (rein rechnerisch doppelte Leistung wie hubraumgleiche Viertakter, vgl. Abschn. 3.1) unter Serienbedingungen auch bei modernster Konstruktion und Ausschöpfung aller Mittel in der Praxis nicht erfüllt wird.

3.4 Zündung und Verbrennung im Motor

Der die Arbeit bzw. Leistung liefernde Verbrennungsvorgang wurde in den bisherigen Betrachtungen ausgeklammert und soll nun behandelt werden. Grundsätzlich ist die Verbrennung im Motor, wie jede andere Verbrennung auch, eine Oxidation, d. h. eine chemische Reaktion des Kraftstoffs mit dem Sauerstoff der Luft. Die wesentlichen Bestandteile des Kraftstoffs – Wasserstoff und Kohlenstoff – werden dabei durch Bindung an Sauerstoff zu Kohlendioxid (CO_2) und Wasser (H_2O) umgewandelt. Bei diesem Vorgang wird Energie in Form von Wärme und Druck frei, die im Motor über Kolben und Kurbelwelle in mechanische Arbeit umgewandelt wird.

Der genaue Ablauf der motorischen Verbrennung ist jedoch ein höchst komplexer Vorgang, der chemisch betrachtet über eine Vielzahl von Zwischenreaktionen abläuft. Zugunsten eines leichteren Gesamtverständnisses werden die im Detail komplizierten Vorgänge vereinfacht dargestellt und nur die elementaren Zusammenhänge erläutert. Für ein tiefergehendes Studium sei auf die entsprechende Literatur über Verbrennungsmotoren verwiesen (z. B. Bücher aus der Reihe *Die Verbrennungskraftmaschine*, herausgegeben von H. List, Springer Verlag, oder auch [3.1]).

3.4.1 Reaktionsmechanismen und grundsätzlicher Verbrennungsablauf

Die gesamte Verbrennung im Ottomotor läuft für einen Beobachter sehr schnell ab. Sie dauert z. B. bei 6000 U/min weniger als $^2/_{1000}$ s, dennoch lassen sich zwei unterschiedliche Phasen unterscheiden.

Die erste Phase wird als *Entflammungsphase* bezeichnet. Sie leitet die eigentliche Verbrennung ein und beginnt mit der Auslösung der Zündung (Zündzeitpunkt) und dem Funkenüberschlag an der Zündkerze. Dieser ist auch der Startzeitpunkt für alle chemischen Reaktionen, die zunächst nur im Lichtbogen des Zündfunkens und in seiner unmittelbaren Umgebung ablaufen.[7] Ein nennenswerter Energieumsatz im Brennraum findet aufgrund des kleinen Reaktionsvolumens nicht statt.

[7] Es wurde nachgewiesen, dass erste chemische Reaktionen im Kraftstoff-Luft-Gemisch auch schon während der Verdichtung, also vor dem Funkenüberschlag, stattfinden. Bei Ottomotoren mit ihrem relativ niedrigen Verdichtungsverhältnis ist das Ausmaß dieser Vorreaktionen jedoch klein und von eher untergeordneter Bedeutung.

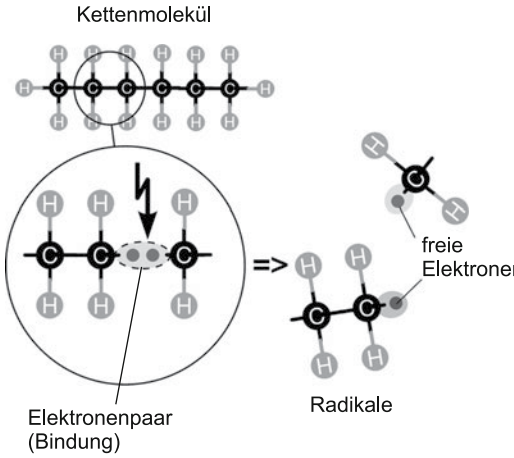


Abb. 3.30 Bildung von Radikalen im Lichtbogen

Die anschließende *Umsetzungsphase* wird durch den ersten messbaren Anstieg des Verbrennungsdruckes angezeigt, dieser markiert den eigentlichen Brennbeginn. Während dieser Phase erfolgt die Verbrennung, die durch eine schnelle Flammenausbreitung im Brennraum gekennzeichnet ist. Die im Kraftstoff enthaltene Energie wird nahezu schlagartig umgesetzt und es entstehen Drücke bis zu 80 bar und Temperaturen im Gasgemisch von über 2000 °C. Die gesamte Umsetzung erfolgt im Bereich der obersten Kolbenstellung. Während der anschließenden Expansionsphase wird die mechanische Arbeit geleistet.

Auf die Reaktionsmechanismen während der Entflammungs- und Umsetzungsphase soll nun noch etwas ausführlicher eingegangen werden.

Zur Einleitung der motorischen Verbrennung müssen, wie allgemein bei chemischen Reaktionen, die beteiligten Moleküle (Luft und Kraftstoff) durch Energiezufuhr in einen reaktionsbereiten Zustand versetzt werden. Diese Anfangs- oder Aktivierungsenergie wird im Motor zunächst als Druck und Wärme bei der Kompression zugeführt. Für die Entflammung des Kraftstoff-Luft-Gemisches im Motor reicht das allein aber nicht aus. Benzin für Ottomotoren ist aufgrund seiner chemischen Zusammensetzung – trotz der leichten Entflammbarkeit seiner Dämpfe an der Luft – ein relativ reaktionsträger Brennstoff. Es bedarf hier einer hohen Energiedichte, um die Kraftstoff- und Luftmoleküle so zu aktivieren, dass eine Verbrennung eingeleitet wird.

Diese hohe Energiedichte wird beim Ottomotor beim Funkenüberschlag an der Zündkerze bereitgestellt. In dem kurzzeitig zwischen den Kerzenelektroden brennenden Lichtbogen (Temperatur rund 5000 °C) werden chemische Bindungen[8] der Gasmoleküle aufgespalten und es entstehen unter Beteiligung des Luftsauerstoffs z. T. instabile Zwischenprodukte (Peroxyde), die in weiteren Reaktionsschritten sofort wieder zerfallen. Bei diesem Zerfall und

[8] Die innermolekulare Bindung zwischen den Atomen wird normalerweise aus zwei Elektronen gebildet, die sich paarweise „zusammenlagern“ (Elektronenpaarbindung). Bei der Spaltung dieser Bindung entstehen Molekülbruchstücke mit freien, ungebundenen Elektronen, die als Radikale bezeichnet werden.

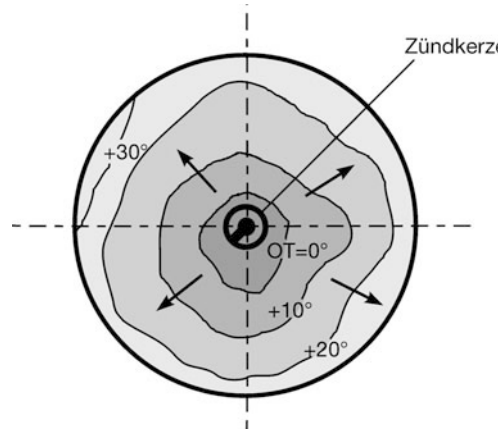


Abb. 3.31 Schematisch dargestellter Flammenfortschritt

der Aufspaltung von Molekülen werden extrem reaktionsfreudige Molekülbruchstücke gebildet, so genannte *Radikale*, Abb. 3.30.

Deren Molekülzustand ist instabil, sie haben daher das starke Bestreben, durch Reaktionen mit anderen Molekülen selbst wieder einen stabilen Zustand einzunehmen. Sie sind so reaktiv, dass sie sogar Bindungen intakter Moleküle aufspalten. Dadurch entstehen aus Molekülen fortlaufend neue Radikale und über eine Vielzahl von Zwischenreaktionen kommt die Verbrennung in Gang.

Diese Reaktionen beschränken sich anfangs weitgehend auf die unmittelbare Zündkerzenumgebung. Die Vorreaktionen und das Flammenvolumen müssen zunächst eine gewisse Größenordnung erreicht haben, damit ein stabiler weiterer Verbrennungsablauf sichergestellt ist. So erstreckt sich die *Entflammungsphase* je nach Betriebspunkt über mehr als 30° Kurbelwinkel. Dabei ist der Energieumsatz mit ca. 2 % so gering, dass noch keine merkliche Druckerhöhung im Brennraum registriert werden kann. Erst danach beginnt die eigentliche Energieumsetzung (Umsetzungsphase).

Die *Umsetzungsphase* beginnt damit, dass durch die Wärmeentwicklung im Lichtbogen und die ersten Verbrennungsreaktionen die Gaswolke an der Zündkerze expandiert. Die weitere Reaktionsausbreitung erfolgt nach allen Richtungen und erfasst zunächst Gemischbereiche in unmittelbarer Umgebung. Die Reaktionswärme nimmt stetig zu, was die Bildung reaktiver Teilchen fördert. Es bildet sich eine heiße, bläulich gefärbte Flamme aus, in deren Umfeld die Reaktionsprozesse durch Wärmeleitung und Wärmestrahlung weiter beschleunigt werden. Die Anzahl reaktiver Teilchen wächst exponentiell (Kettenreaktion) und die Verbrennung greift so auf die nächstliegende Reaktionszone über. Ausgehend vom Flammenkern bildet sich eine schalenförmige Flammenfront aus.

Unterstützt durch Turbolenzen, die aktive Teilchen ins Unverbrannte transportieren und zugleich unverbranntes Gemisch an die Flammenfront heranführen, dehnt sich die Reaktionszone kontinuierlich aus. In einem sich durch Temperatur- und Druckerhöhung selbst beschleunigenden Prozess erfasst die Flammenfront somit weitere Gemischbereiche und schreitet als geordnete Verbrennung in kürzester Zeit durch den Brennraum. Diese Flammenausbreitung ist schematisch in Abb. 3.31 dargestellt.

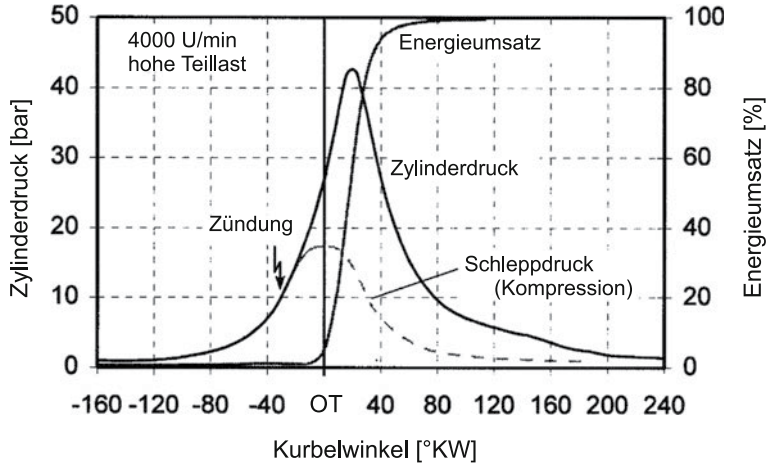


Abb. 3.32 Druckverlauf während der Verbrennung

Das gesamte Durchbrennen der Zylinderladung (ohne Entflammungsphase) dauert bei 6000 Um-drehungen/min nur rund 0,5 Millisekunden (!) und ist ca. 20–30° KW nach dem oberen Totpunkt abgeschlossen. In dieser Zeit wird rund 97 % der im Kraftstoff enthaltenen Energie in Wärme und Druck umgesetzt. Dieser rasche Energieumsatz spiegelt sich beim beispielhaft dargestellten Zylinderdruckverlauf am steilen Anstieg des Drucks mit Beginn der Umsetzungsphase wider.[9] Die Brenngeschwindigkeit erreicht bei leichter Gemischanfettung ($\lambda \approx 0{,}9$) ein Maximum und verringert sich mit zunehmender Abmagerung, bis schließlich Entflammungsaussetzer auftreten und die Zylinderladung nicht mehr vollständig durchbrennt. Im Motorbetrieb wird dies durch ein ausgeprägtes Ruckeln im Motorlauf spürbar.

Der Umsetzungsphase schließt sich noch eine sogenannte Nachbrennphase an, in der kleine unverbrannte Gemischreste endgültig verbrennen. Diese Nachverbrennung erfolgt schleppend, weil diese Frischgasreste bereits stark mit Abgas durchmischt sind. Der Energieumsatz der Nachbrennphase (ca. 1 %) ist bedeutungslos.

3.4.2 Beeinflussung der Verbrennung durch den Zündzeitpunkt

Um eine maximale Effizienz der Energiewandlung im Motor zu erreichen, muss die Verbrennung in der Umsetzungsphase möglichst schnell ablaufen; nur so wird ein hohes Druckniveau erreicht. Das Druckmaximum muss für einen optimalen Wirkungsgrad kurz nach dem OT liegen, was auch der Anschauung entspricht, denn nur so kann der volle Brennraumdruck ab Beginn der Expansion voll auf den Kolben wirken, Abb. 3.32.

[9] Der Energieumsatz erfolgt für einen Beobachter praktisch schlagartig, aber trotz der hohen Verbrennungsgeschwindigkeit ist die Verbrennung im Motor keine Explosion im strengen Sinne. Der Energieumsatz bei der Explosion von Sprengstoffen erfolgt u. a. aufgrund des im Sprengstoff gebundenen Sauerstoffs nochmals deutlich schneller, ein geordneter Flammenfortschritt wie im Motor kann dort nicht beobachtet werden.

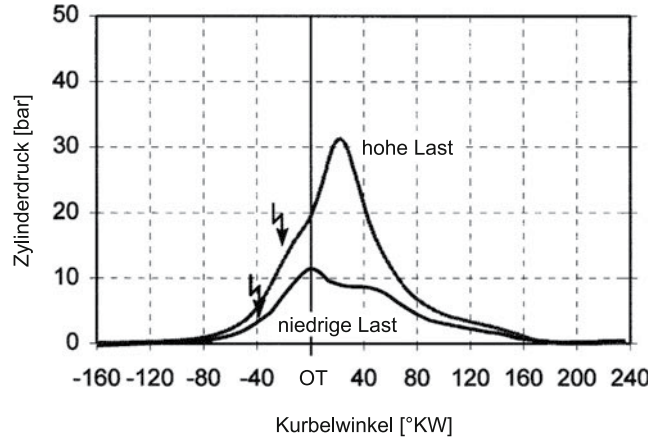


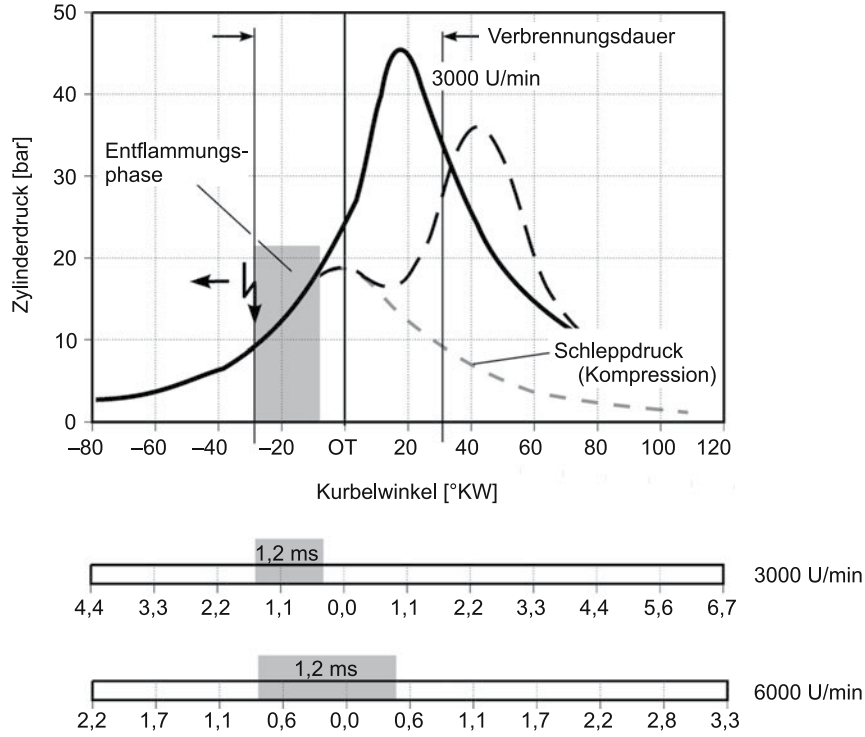
Abb. 3.33 Druckverläufe bei niedriger und hoher Last

Bei zu frühem Druckmaximum (also vor dem OT) würde der aufwärts gehende Kolben vom Zylinderdruck abgebremst, bei zu spätem Maximum würde bereits während der Verbrennung wieder expandiert (ab dem OT) und damit sowohl der Spitzendruck kleiner als auch der nutzbare Expansionsweg geringer. Beides verschlechtert den Wirkungsgrad.

Maximaler Verbrennungsdruck und Kolbenstellung müssen also richtig koordiniert werden. Da der Verbrennungsablauf weitgehend durch die chemischen Reaktionsmechanismen vorbestimmt ist, kann nur die Verbrennung als Ganzes an die Kolbenbewegung angepasst werden und zwar über den Zeitpunkt der Zündung. Dieser legt den Startzeitpunkt für alle chemischen Reaktionen fest und bei Kenntnis aller übrigen Einflussfaktoren kann sehr einfach über die Wahl des Zündzeitpunktes die Verbrennung für jeden Motorbetriebspunkt in die gewünschte Übereinstimmung mit der Kolbenbewegung gebracht werden.

Grundsätzlich ist eine Anpassung des Zündzeitpunktes bei Last- *und* Drehzahländerung notwendig. Eine *lastabhängige* Zündzeitpunktverstellung muss wegen der Beeinflussung der *zeitlichen Dauer der Entflammungsphase* vorgenommen werden. Je höher die Last, d. h. je weiter die Drosselklappe geöffnet ist, umso *kürzer* wird die Entflammungsphase. Denn mit steigender Last wird mehr Gemisch angesaugt, und somit wird die Gemischdichte im Bereich der Zündkerze größer. Größere Gemischdichte ist gleichbedeutend mit höherer Molekülzahl, wodurch sich beim Funkenüberschlag mehr reaktive Teilchen bilden und zudem die Häufigkeit von Molekülzusammenstößen zunimmt. Dadurch werden die Reaktionen begünstigt, der erste Flammenkern wird größer, und die Entflammung in der ersten Phase wird insgesamt beschleunigt. Auch die Umsetzungsphase verläuft tendenziell schneller, doch ist hier die Verkürzung weniger ausgeprägt.

Als Folge muss der Zündzeitpunkt bei Lasterhöhung nach „spät“, d. h. näher in Richtung auf den oberen Totpunkt, gelegt werden. Andernfalls würde durch die zeitlich deutlich verkürzte Entflammungsphase das Druckmaximum aus der Verbrennung unerwünscht früh auftreten, d. h. im oder sogar vor dem oberen Totpunkt. Abb. 3.33 zeigt Druckverläufe für zwei unterschiedliche Lastzustände.



Beispiel zum Lesen der Zeitskala:
40° Kurbelwinkel werden bei 3000 U/min in rund 2,2 ms durchlaufen. Bei 6000 U/min wird für den gleichen Winkel nur die halbe Zeit, also 1,1 ms benötigt. Dauert ein Vorgang aber unabhängig von der Drehzahl eine Zeit von 2,2 ms, so wird bei 6000 U/min ein Kurbelwinkel von 80° zurückgelegt, bei 3000 U/min aber nur der halbe Weg, d.h. 40° Kurbelwinkel.

Abb. 3.34 Änderung der Drucklage bei Drehzahländerung ohne Zündverstellung

Weil eine *Drehzahländerung* die chemischen Reaktionsmechanismen und damit die zeitliche Dauer der Entflammungsphase kaum beeinflusst, die Kolbengeschwindigkeit aber direkt von der Drehzahl abhängt, muss der Zündzeitpunkt zwangsläufig auch bei Drehzahländerungen verstellt werden. In Abb. 3.34 wird dieser Zusammenhang verdeutlicht.

Ausgangspunkt sei eine Drehzahl von 3000 U/min und eine optimale Zuordnung des Verbrennungsdrucks zur Kolben- bzw. Kurbelwellenstellung. Der gesamte Verbrennungsablauf ab dem Funkenüberschlag erstreckt sich über knapp 60° Kurbelwinkel und dauert bei dieser Drehzahl rund 3 ms. Davon beansprucht die Entflammungsphase rund 1,2 ms. Wird die Drehzahl auf den doppelten Wert gesteigert (6000 U/min), verdoppelt sich die Kolbengeschwindigkeit und der Kolben legt die 60° Kurbelwinkel (seinen Weg) in der *halben* Zeit, also in ca. 1,5 ms zurück. Bei konstanter *Zeit*dauer der Entflammungsphase

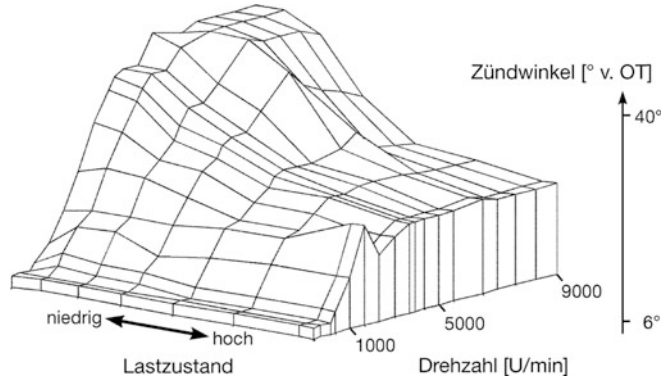


Abb. 3.35 Kennfeld für den Zündzeitpunkt

(also 1,2 ms) läge, wenn die Zündung nicht verstellt würde, der maximale Verbrennungsdruck *bezogen auf die Kolbenstellung* zu spät, d. h. zu weit nach dem oberen Totpunkt (gestrichelter Druckverlauf). Zwar verkürzt sich bei genauerer Betrachtung auch die Umsetzungsphase mit steigender Drehzahl, – die intensivere Turbolenz der Zylinderladung beschleunigt den Verbrennungsvorgang –, dies wirkt sich jedoch wegen der vergleichsweise kurzen Umsetzungsphase nur wenig aus.

Daraus folgt, dass mit steigender Motor*drehzahl* der Zündzeitpunkt nach *früh* (weiter *vor* den oberen Totpunkt) verlegt werden muss. Dadurch steht wegen des jetzt größeren Weges (in ° Kurbelwinkel), den der Kolben nach der Zündungsauslösung durchlaufen kann, die notwendige Zeit (in ms) für die Entflammungsphase zur Verfügung. Somit gelingt es, das Maximum des Verbrennungsdrucks wie gewünscht kurz hinter den oberen Totpunkt zu legen.

Zusammenfassend halten wir fest:

- Mit *steigender Drehzahl* muss der Zündzeitpunkt nach *früh* verlegt werden.
- Mit *steigender Last* muss der Zündzeitpunkt nach *spät* verlegt werden.

Bei jedem Betriebspunktwechsel muss daher ein neuer Zündzeitpunkt für den Motor eingestellt werden. Trägt man den jeweils optimalen Wert in Abhängigkeit von Last und Drehzahl auf, ergibt sich ein Kennfeld für den Zündzeitpunkt, wie es beispielhaft in Abb. 3.35 dargestellt ist.

Ein solches Kennfeld wird im Versuch auf dem Motorenprüfstand ermittelt, indem bei jedem Betriebspunkt des Motors der Zündzeitpunkt schrittweise verändert wird. Der optimale Zündzeitpunkt ist dann erreicht, wenn der Motor im jeweiligen Betriebspunkt seinen besten Drehmomentwert abgibt. Es genügt bei diesen Messungen für eine Grundauslegung eine Schrittweite von 500 U/min bei der Drehzahl und 10 Nm bei der Last. Immerhin ergeben sich somit für einen großvolumigen Hochleistungsmotor bereits rund 200 Messpunkte. Bei Bedarf wird in kritischen Betriebsbereichen die Rasterung der Stützpunkte enger gewählt. Rechnet man nur 5 Zündzeitpunktvariationen pro Messpunkt, ergeben sich bereits rund 1000 Einzelmessungen und ein Zeitbedarf von über 40 h. Dieser Aufwand vervielfacht sich dann noch durch das Testen unterschiedlicher Motorvarianten und weiterer Absicherungsversuche.

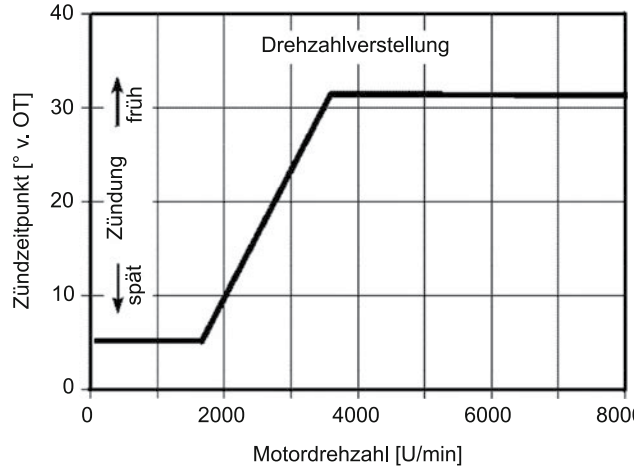


Abb. 3.36 Zündkennlinie mit drehzahlabhängiger Verstellung des Zündzeitpunktes

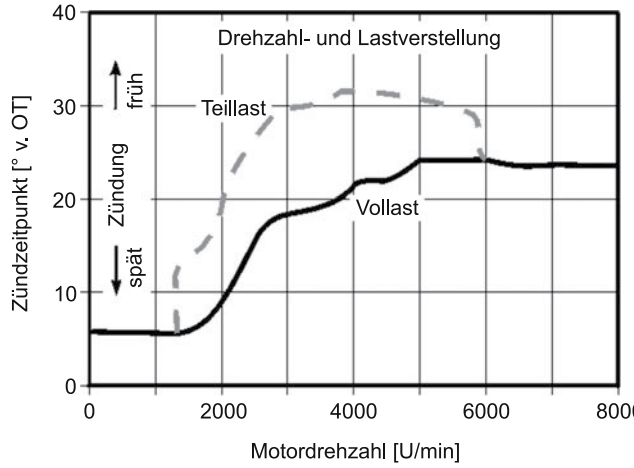


Abb. 3.37 Kennlinien mit Last- und Drehzahlverstellung für den Zündzeitpunkt

Dieser Aufwand ist jedoch unumgänglich zur Erfüllung der heutigen Grenzwerte für die Schadstoffemission und den Kundenwunsch nach zeitgemäß niedrigem Kraftstoffverbrauch.

In früheren Zeiten wurde beim Motorrad auf die Lastanpassung des Zündzeitpunktes verzichtet und man begnügte sich mit einer drehzahlabhängigen Verstellung. Weil sich noch relativ viele solcher Motorräder im Bestand befinden, soll hierauf im Rückblick noch kurz eingegangen werden. Die Werte für den Zündzeitpunkt sind hier als Funktion der Drehzahl in Form einer Kennlinie gespeichert, Abb. 3.36. Da entsprechend dem Fahrwiderstand hohe Drehzahlen vorwiegend mit hohen Lasten und niedrige Drehzahlen eher mit niedrigen Lasten verknüpft sind, ist der Motor für den durchschnittlichen Fahrbetrieb brauchbar abgestimmt. Die Verschlechterung des Motorwirkungsgrades, d. h. die Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs in den übrigen Kennfeldbereichen, nahm man zugunsten der einfacheren und billigeren Zündanlage in Kauf. Eine Verbesserung stellten Zündanlagen dar, bei denen

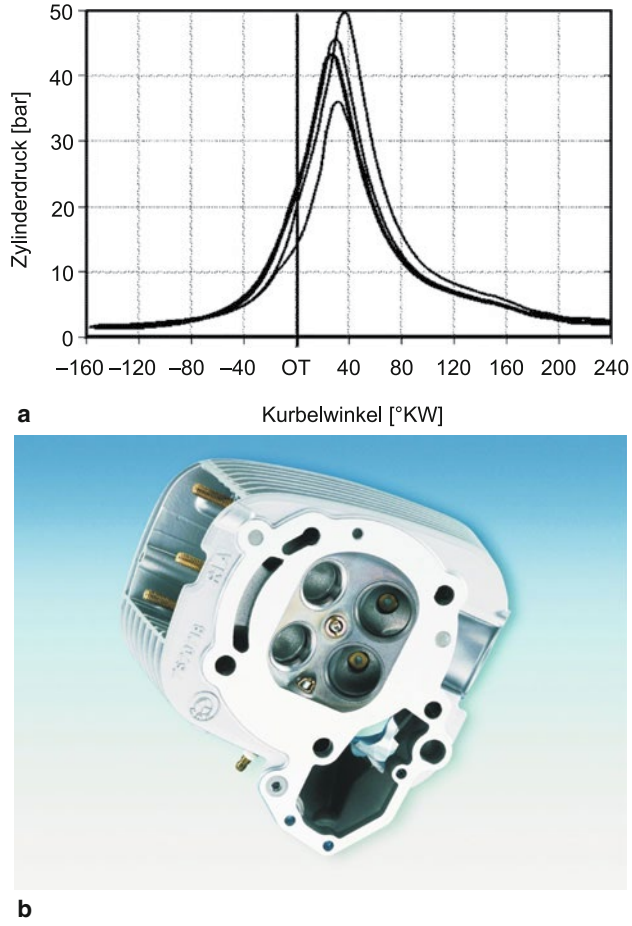


Abb. 3.38 **a** Änderung des Druckverlaufs infolge zyklischer Schwankungen der Verbrennung (*oben*), **b** Doppelzündung beim Vierventilboxer von BMW (*unten*) (BMW/Arnold Debus)

auf eine zweite (ggf. auch eine dritte) Kennlinie umgeschaltet wurde, sobald eine vorbestimmte Lastschwelle über- bzw. unterschritten wird. Die Lasterkennung erfolgte dabei über die Drosselklappenstellung oder den Unterdruck. Ein Beispiel für eine kombinierte Last- und Drehzahlverstellung zeigt Abb. 3.37.

Abschließend soll noch darauf hingewiesen werden, dass im realen Motorbetrieb die Verbrennung keineswegs so ideal und gleichmäßig verläuft, wie vorstehend beschrieben. Es treten vielmehr zyklische Schwankungen im Verbrennungsablauf auf, das heißt von Verbrennung zu Verbrennung gibt es z. T. erhebliche Unterschiede im Maximaldruck und in der Drucklage. Beispielhaft ist dies in Abb. 3.38a dargestellt. Die Ursachen für die Zyklenschwankungen liegen in der Entflammungsphase, weil der Gaszustand (u. a. Menge, Homogenität des Gemisches) und die Ausbildung des Lichtbogens in dem kurzen Moment des Funkenüberschlags Zufälligkeiten unterworfen ist [3.15].

Bei Zweizylindermotoren mit großen Einzelhubräumen können die Zyklenschwankungen bei Konstantfahrt mit niedriger Last und Drehzahl als leichte Laufunruhe spürbar

werden und den Fahrkomfort mindern („Konstantfahrruckeln“). Bereits durch minimale Änderungen der Betriebsbedingungen, also etwas mehr Last und Drehzahl, verschwindet diese Erscheinung. Aber Zyklenschwankungen können sich auch ungünstig auf die Schadstoffemission auswirken. Eine Doppelzündung mit zwei Zündkerzen erhöht die Entflammungssicherheit in diesen Betriebszuständen und trägt dazu bei, die Zyklenschwankungen zu minimieren, Abb. 3.38b.

Bei Einzylindermotoren werden Zyklenschwankungen von der normalen Drehungleichförmigkeit überdeckt, bei Mehrzylindermotoren treten sie aufgrund des kleineren Zündabstandes normalerweise nicht störend in Erscheinung.

3.4.3 Irreguläre Verbrennungsabläufe

Unter bestimmten Betriebsbedingungen treten im Motorbetrieb Abweichungen vom geordneten Verbrennungsablauf auf. Bei diesen irregulären Verbrennungen kommt es zu erheblichen Druck- und Temperaturüberhöhungen, die zu schweren Schädigungen von Bauteilen bis hin zum Motortotalschaden führen können. Typische Schäden sind z. B. verbrannte Auslassventile und Zylinderkopfdichtungen, Kolbenfresser und/oder an- bzw. durchgeschmolzene Kolben. Bei weitgehend ähnlichen Schadensbildern muss jedoch bezüglich der Mechanismen der irregulären Verbrennungen, der Ursachen und deren Verhütung sorgfältig unterschieden werden.

Grundsätzlich gibt es zwei Arten von irregulären Verbrennungen, das sogenannte *Klopfen* (oft auch als „Klingeln“ bezeichnet) und die Glühzündungen.

Beim Klopfen verbrennt ein Teil des Gasgemisches praktisch schlagartig, nachdem zuvor eine normale Verbrennung durch den Zündfunken eingeleitet wurde. Die Entflammungs- und Umsetzungsphasen verlaufen dabei zunächst vollkommen regulär und der Verbrennungsdruck und die Gastemperaturen steigen entsprechend dem Flammenfortschritt kontinuierlich an. In dem noch nicht von der Flammenfront erfassten Gemischrest fördern der Temperatur- und Druckanstieg die chemischen Vorreaktionen und die Radikalbildung. Laufen diese Prozesse zu schnell ab oder steht bis zur Ankunft der Flammenfront übermäßig Zeit zur Verfügung, nehmen die Vorreaktionen ein solches Ausmaß an, dass es in diesem Gemischrest zu einer spontanen Selbstentflammung kommt, bevor die Flammenfront dieses unverbrannte Gemisch erreicht hat. Der Gemischrest verbrennt dann nicht mehr geordnet, sondern explosionsartig mit einer vielfach höheren Verbrennungsgeschwindigkeit, Abb. 3.39.

Dies führt dazu, dass der Druck im Brennraum übermäßig ansteigt und sich hochfrequente Druckwellen ausbilden. Die Druckschwingungen, Abb. 3.40, wirken über den Kolben auf das ganze Triebwerk und führen zu mechanischen Geräuschen, die dieser Verbrennungsform ihren Namen (Klingeln, Klopfen) gegeben haben. Auch die Gastemperatur steigt wegen der sehr raschen und intensiven Energieumsetzung stark an und zudem bewirken die Druckwellen einen erhöhten Wärmeübergang vom Gas auf die umgebenden Bauteile. Örtlich steigen dadurch die Temperaturen von Kolben und Zylinderkopf, teilweise bis über den Schmelzpunkt der verwendeten Leichtmetalle, so dass es zum Schaden und Ausfall dieser Bauteile kommt („Loch im Kolben“).

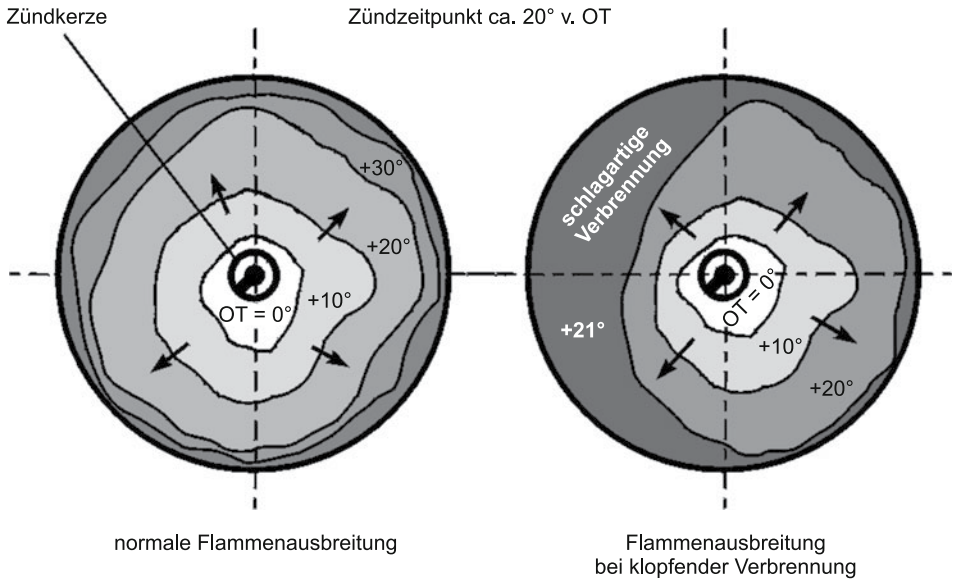


Abb. 3.39 Schematischer Ablauf und Flammenfortschritt bei regulärer und klopfender Verbrennung

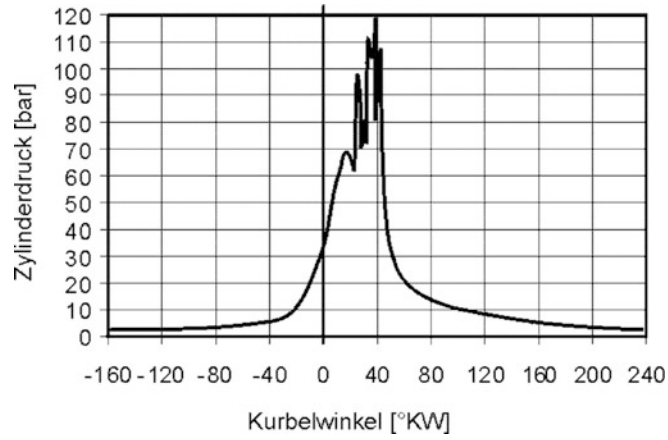


Abb. 3.40 Druckverlauf bei klopfender Verbrennung

Die Ursachen für den beschleunigten Ablauf der Vorreaktionen im unverbrannten Gemischrest können vielfältig sein. Haupteinflussgröße ist die Ansauglufttemperatur, die die Temperatur des Gasgemisches bei der Verdichtung mitbestimmt. Je höher die Temperatur im Gas, umso rascher und intensiver laufen die Vorreaktionen ab (Erhöhung der kinetischen Energie der Gasmoleküle, größere Anzahl von Molekülzusammenstößen). In diesem Sinne wirkt auch eine Anhebung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses begünstigend für das Klopfen. Damit leuchtet auch unmittelbar ein, dass Klingeln nur bei hoher Last bzw.

Volllast auftreten kann (von ganz wenigen Ausnahmen unter spezifischen Bedingungen abgesehen). Nur dann sind die Verdichtungstemperatur und die Drücke und Temperaturen während des Verbrennungsablaufs hoch genug, dass in Gemischresten umfangreiche und intensive Vorreaktionen ablaufen können. Ein weiterer Faktor, der das Auftreten einer klopfenden Verbrennung begünstigt, sind heiße Stellen im Brennraum, z. B. hervorgerufen durch mangelhafte und ungleichmäßige Kühlung (stark verschmutzte Kühlrippen, ungleichmäßige Wasserführung im Zylinderkopf, zu niedriger Kühlwasserstand) oder eine überhitzte Zündkerze mit zu geringem Wärmewert.

Eine wichtige Rolle bezüglich der klopfenden Verbrennung spielt natürlich der Kraftstoff. Dieser muss eine genügende „Klopffestigkeit“ aufweisen. Ein Maß dafür ist die Oktanzahl (ROZ). Sie gibt als Vergleichswert an, wie groß die Neigung des Kraftstoffs zu Vorreaktionen und Radikalbildung unter Druck- und Temperatureinfluss ist, die dann zur Selbstentzündung führt. Je größer der ROZ-Wert ist, desto höher die Klopffestigkeit. Motoren werden für eine bestimmte Oktanzahl abgestimmt, so dass klopfende Verbrennung im Normalfall nicht auftritt. Wenn aufgrund irgendwelcher äußerer Einflüsse der Motor dennoch zum Klopfen neigt, kann dies durch die Verwendung eines klopffesteren Kraftstoffs (Super bzw. Super Plus statt Normalbenzin) verhindert werden. Auf die Kraftstoffspezifikationen und die Mechanismen der Klopfverhinderung durch den Kraftstoff wird im Kap. 7 eingegangen.

Auch die Zeit für den Flammenfortschritt entscheidet über die Auslösung einer klopfenden Verbrennung. Je länger Druck und Temperatur auf die unverbrannten Gemischanteile im Brennraum einwirken, desto umfangreichere Vorreaktionen können ablaufen. Daraus ergibt sich, dass große Brennräume (große Bohrung, großvolumige Ein- und Zweizylindermotoren) das Klopfen begünstigen, denn hier verstreicht entsprechend längere Zeit, bis die Flamme ausgehend von der Zündkerze den Brennraumrand erreicht. In gleichem Maße ungünstig ist eine unsymmetrische, dezentrale Zündkerzenposition im Brennraum, wie sie bei Zwei- und Dreiventil-Brennräumen häufig unvermeidbar ist.

Damit erklärt sich auch der Einfluss des Zündzeitpunktes auf die Klopfneigung des Motors. Ein früher Zündzeitpunkt und damit eine frühe Entflammung bewirkt eine potentiell längere Einwirkdauer von Druck- und Temperatur auf das unverbrannte Gemisch, da zusätzlich zur sich entwickelnden Verbrennung noch die Kompression des aufwärts gehenden Kolbens wirkt. Dies ermöglicht aber zugleich eine Einflussnahme. Über eine Spätverstellung des Zündzeitpunktes lässt sich dem Klopfen entgegenwirken. Denn je weiter der Verbrennungsschwerpunkt hinter den oberen Totpunkt gelegt wird, umso stärker wirkt sich die beginnende Expansion aus und senkt Spitzendruck und -temperatur im Gas. Erkauft wird dies dann natürlich mit Wirkungsgradverlusten. Somit ist die im vorangegangenen Kapitel beschriebene Zündzeitpunkt-Optimierung immer ein Kompromiss aus bestmöglichem Wirkungsgrad und einem sicheren Abstand zur Klopfgrenze des Motors. Dieser Sicherheitsabstand wird so groß gewählt (meist 3 bis 5° Kurbelwinkel), dass auch unter denkbar ungünstigen Betriebsbedingungen niemals Klingeln auftreten kann.

Niedrige Drehzahlen erhöhen prinzipiell die Klopfgefahr, denn mit steigender Drehzahl nehmen auch die Ladungsbewegungen im Brennraum zu, so dass die Verbrennung schnel-

ler wird. Ein gegenläufiger, das Klopfen begünstigender Effekt ergibt sich aber dadurch, dass mit der Drehzahl auch die umgesetzte Leistung und damit die Brennraumtemperatur steigen. Da niedrige Drehzahlen gepaart mit hoher Last meist nur kurzzeitig, z. B. beim Anfahren am Berg, auftreten, führt das Klopfen in diesem Bereich in der Regel zu keinen Bauteilschäden. Ebenso wenig schadet das Klopfen beim Beschleunigen (hell klingendes Geräusch beim Gasgeben, „Beschleunigungsklingeln“) dem Motor, weil es nur kurz andauert und damit keine Überhitzungsschäden zu befürchten sind. Gefährlich ist im Wesentlichen nur das Hochgeschwindigkeitsklopfen. Das Geräusch der klopfenden Verbrennung wird hier verdeckt von den mechanischen Motorgeräuschen und den Fahrgeräuschen, so dass es vom Fahrer nicht wahrgenommen wird. Die ersten klopfenden Verbrennungszyklen beschleunigen infolge der resultierenden Temperatur- und Druckerhöhungen weitere Vorreaktionen und setzen damit einen sich selbst verstärkenden Ablauf in Gang, der schließlich unbemerkt zur Überhitzung von Bauteilen und damit zum Motortotalschaden führt.

BMW hat als erster Motorradhersteller in allen Vierzylindermotoren der neuen Generation sowie bei allen Boxern eine Klopfregelung eingeführt. Diese erkennt das Klopfen mittels Körperschallsensoren, die nahe am Zylinderkopf angebracht sind (Klopfen führt zu einer Schwingungsanregung des Motorgehäuses). Sobald ein irregulärer Verbrennungsablauf festgestellt wird, verstellt die Klopfregelung die Zündung in Richtung „spät“, bis das Klopfen aufhört. Schrittweise wird danach der Zündzeitpunkt wieder an das Optimum herangeführt. Mit der Klopfregelung kann das Zündkennfeld auch in kritischen Betriebspunkten für höchsten Wirkungsgrad optimiert werden. Die Klopfschutzfunktion erlaubt es, den Sicherheitsabstand der Zündzeitpunkte von der Klopfgrenze kleiner zu wählen, da das System auf kritische Betriebszustände selbsttätig reagiert.

Fassen wir noch einmal die wichtigsten Faktoren zusammen; klopfende Verbrennung tritt nur im oberen Lastbereich auf und erst nachdem eine normale Verbrennung eingeleitet wurde und diese anfangs auch normal abgelaufen ist. Klopfen wird begünstigt durch:

- niedrige Oktanzahl des Kraftstoffs
- (zu) frühen Zündzeitpunkt
- große Brennräume und nichtzentrale Zündkerzenlage
- unzureichende Kühlung und heiße Stellen im Brennraum
- hohe Verdichtung
- hohe Ansaugluftemperatur

Im Umkehrschluss ergibt sich, dass durch Vermeidung der o. a. Faktoren der Klopfneigung entgegengewirkt wird.

Die zweite Hauptform unregelmäßiger Verbrennungen ist die sogenannte *Glühzündung*. Glühzündungen werden von heißen Stellen im Brennraum ausgelöst, die eine so hohe Aktivierungsenergie liefern, dass intensive Vorreaktionen im umgebenden Gasgemisch stattfinden können. Es kommt dann an diesen heißen Oberflächen zur Entflammung und einem regulären Flammenfortschritt wie bei einer normal ausgelösten Verbrennung. Da-

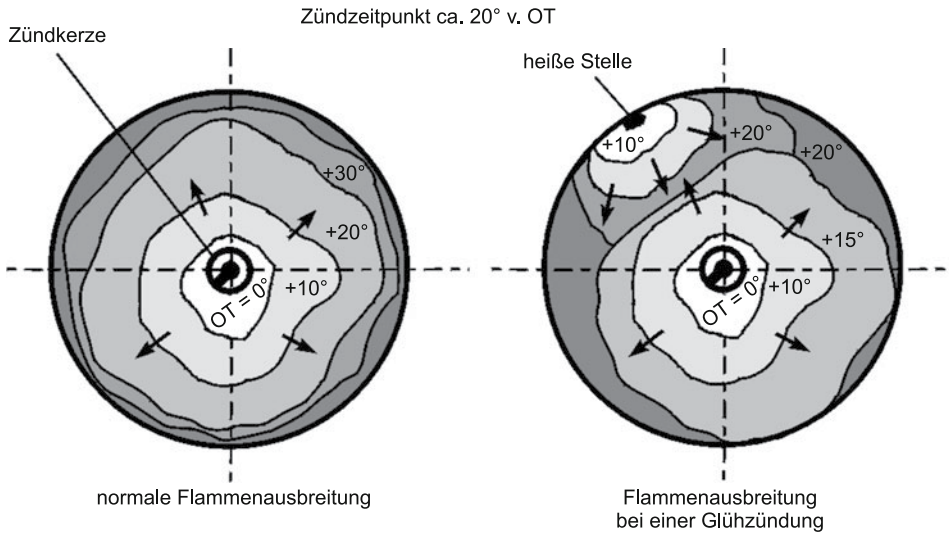


Abb. 3.41 Schematischer Flammenfortschritt und Druckverlauf bei Glühzündungen

durch dass die Entflammung aber an mehreren Stellen im Brennraum ausgelöst wird, findet ein sehr rascher Energieumsatz statt, der zu einem hohen Druckanstieg und zu überhöhten Verbrennungstemperaturen führt, Abb. 3.41.

Auch dieser Vorgang verstärkt sich selbst, wodurch die Temperatur der heißen Stellen so groß wird, dass es zum Anschmelzen und „Verbrennen" der entsprechenden Bauteile kommt. Durch den erhöhten Verbrennungsdruck kann es darüber hinaus zur Überlastung und längerfristig zur irreversiblen Schädigung der Gleitlager im Motor kommen.

Typische Auslöser von Glühzündungen sind heiße Auslassventile. Bei zu gering eingestelltem Ventilspiel schließen diese nicht mehr vollständig und heißes Abgas strömt mit hoher Geschwindigkeit während der Verbrennung durch den engen Restspalt zwischen Ventil und Sitzring. Dadurch kann das Ventil soweit aufgeheizt werden bis es glüht und dann zum Auslöser einer Verbrennung, d. h. einer Glühzündung, wird. Ebenso wie das Auslassventil kann auch eine überhitzte Zündkerze zum Glühzündungsauslöser werden. Zündkerzen werden generell sehr heiß bei der Verbrennung und bei zu geringem Wärmewert stellt sich schnell eine Überhitzung ein. Weitere Auslöser sind z. B. auch Ölkohleablagerungen im Brennraum. Durch ihre meist poröse Struktur fangen sie relativ leicht an zu glühen, was in Zusammenwirken mit katalytischen Effekten (besonders bei bleihaltigen Ablagerungen) die Verbrennungsreaktionen initiiert.

Das charakteristische Merkmal von Glühzündungen ist, dass sie vollkommen unabhängig von der Zündungsauslösung an der Zündkerze sind. Sie können also vor, während oder nach der Zündung an der Zündkerze entstehen, so dass die Verbrennung vollkommen unkoordiniert zur Kolbenstellung abläuft. Somit ist es auch möglich, dass ein Motor selbst nach Abstellen der Zündung einfach weiterläuft („nachdieseln") und nur

durch „Abwürgen“ zum Stillstand gebracht werden kann. Die heißen Stellen als Zündquelle können die mehrfachen Entflammungen gleichzeitig oder auch nacheinander auslösen.

Es sind auch Mischformen zwischen Glühzündungen und klopfender Verbrennung möglich. So kann eine Glühzündung zum Auslöser einer klopfenden Verbrennung werden oder umgekehrt eine klopfende Verbrennung Brennraumstellen soweit aufheizen, dass sie zum Ausgangspunkt einer Glühzündung werden. Anhand des Motorschadensbildes lässt sich dann auch für den Fachmann nachträglich nur sehr schwer zwischen Ursache und Folgewirkung unterscheiden.

Glühzündungen sind nur sehr schwer zu beeinflussen, dürften allerdings bei sorgfältig ausgelegten Motoren (Kühlung/Wärmehaushalt) und korrekter Motoreinstellung (Ventilspiel, Wärmewert der Zündkerze) gar nicht auftreten. Sind Ölkohleablagerungen der Auslöser, helfen letztlich nur deren Entfernung und eine Analyse, woher der Ölkohleaufbau kommt (z. B. hoher Ölverbrauch infolge von Bauteilverschleiß an Zylinder, Kolbenringen und Ventilführungen). Der Kraftstoff spielt in der Regel keine Rolle, es sei denn, es bilden sich aus dem Kraftstoff (bleihaltiger oder auch minderwertiger Kraftstoff) zusammen mit Bestandteilen des Motoröls Ablagerungen. Dies kann auftreten, wenn der Motor über sehr lange Zeit unterkühlt betrieben wird, wie z. B. andauernder extremer Kurzstreckenbetrieb oder dauernder Einsatz des Motorrades als Begleitfahrzeug.

3.4.4 Bildung der Abgasschadstoffe

Handelsübliches Benzin enthält als Hauptbestandteile (abgesehen von minimalen Mengen an evtl. Additiven) nur die Elemente Kohlenstoff und Wasserstoff, hinzu kommt Sauerstoff, insbesondere bei alkoholhaltigen Kraftstoffen (vgl. Kap. 7). Bei der vollkommenen Verbrennung mit dem Luftsauerstoff sollten im theoretischen Idealfall lediglich die für Mensch, Tier und Pflanze völlig unschädlichen Stoffe Kohlendioxid (CO_2) und Wasser (H_2O) entstehen. Die Klimarelevanz des CO_2 sei an dieser Stelle einmal ausgeklammert. Sehr vereinfacht ausgedrückt lautet dann die chemische Reaktionsgleichung:

$$C_3H_8 + 10O_2 = 3CO_2 + 4H_2O \tag{3.11}$$

Voraussetzung für eine vollkommene Verbrennung ist das Vorhandensein von genügend Sauerstoff im Gemisch, d. h. für jedes brennbare Teilchen (Kohlenstoff oder Wasserstoff) muss die passende Anzahl von Sauerstoffmolekülen im Gemisch vorhanden sein. Ein Sauerstoffüberschuss („mageres Gemisch“) erhöht die Wahrscheinlichkeit, dass jedes brennbare Teilchen „sein“ Sauerstoffmolekül findet und fördert damit die vollständige Verbrennung. Sauerstoffmangel („fettes Gemisch“) hingegen, führt unweigerlich zu unvollständiger Verbrennung und erhöhter Emission von unverbrannten schädlichen Kohlenwasserstoffen.

Doch selbst bei genügend Sauerstoff liegt dieser Idealfall bei einer Verbrennung im Motor nicht vor. Aufgrund der naturgesetzlichen Reaktionsmechanismen im Zusammen-

spiel mit den spezifischen Bedingungen bei der Verbrennung im Motor[10] ist die Entstehung von Schadstoffen, wie Stickoxiden (NO_x), unverbrannten Kohlenwasserstoffe (HC) und Kohlenmonoxid (CO) grundsätzlich nicht vollkommen vermeidbar. Die Stickoxide bilden sich u. a. bei hohem Druck und hoher Temperatur aus dem in der Luft enthaltenen Stickstoff (N_2) und dem Sauerstoff (O_2), die Kohlenwasserstoffe und das Kohlenmonoxid wegen unvollständiger Verbrennung. Diese Schadstoffbildung kann zwar durch technische Maßnahmen günstig beeinflusst werden, ist aber unabhängig von der Motorauslegung aus naturgesetzlichen Gründen niemals vollkommen zu verhindern.

Die Verbrennung der Kohlenwasserstoffe des Kraftstoffs erfolgt bei genauer Betrachtung über eine vielstufige chemische Reaktion mit dem Luftsauerstoff unter teilweiser Beteiligung des Luftstickstoffs. Die Schadstoffe werden in dieser Reaktionskette zunächst als Zwischenprodukte gebildet. Im weiteren Reaktionsverlauf ändern sich die ursprünglichen Reaktionsbedingungen, z. B. dadurch, dass im Motor die Verbrennung periodisch verläuft und sich das Gas noch während bzw. kurz nach der Verbrennung durch die Expansion des Kolbens im Zylinder wieder abkühlt. Durch die geänderten Bedingungen können dann diese Zwischenprodukte nicht mehr vollständig weiterreagieren und verbleiben als Schadstoffanteile im Abgas. Zudem brennt die Flammenfront im Motor auch nicht bis ganz an die Brennraumwand heran. Durch die Kühlung des Brennraums tritt ganz nahe der Wand ein sogenanntes Flammenerlöschen ein, wodurch in einer sehr schmalen Ringzone teil- bzw. unverbranntes Gemisch verbleibt, das als unverbrannte Kohlenwasserstoffe mit dem Abgas ausgestoßen wird. Weitere Effekte, die zur Schadstoffbildung beitragen, sind Inhomogenitäten im Gemisch, die innerhalb der Verbrennungszone zu unvollständiger Verbrennung führen, weil lokaler Sauerstoffmangel auftritt.

Maßnahmen zur Verringerung des Kraftstoffverbrauchs und zur Minimierung der Schadstoffe beeinflussen sich gegenseitig und wirken oft gegenläufig. Die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses, die den Wirkungsgrad des Motors steigert (vgl. Abschn. 3.1.2) und dadurch den spezifischen Kraftstoffverbrauch (und damit den CO_2 Ausstoß) senkt, führt zu höheren Drücken und Temperaturen im Brennraum. Dadurch werden vermehrt Stickoxide gebildet (u. a. bei Dieselmotoren im PKW ein erhebliches Problem). Gegenmaßnahmen, wie die Erhöhung des Rest-Abgasgehalts im Brennraum (innere oder äußere Abgasrückführung), führen zu schlechterer Verbrennung und damit zu einem Anstieg der unver-

[10] Umkehrbare chemische Prozesse in geschlossenen Systemen (Zylinder) sind bei genauerer Betrachtung Gleichgewichtsreaktionen, bei denen die Reaktion ständig in beiden Richtungen verläuft. Wird im Motor beispielsweise CO durch den vorhandenen Sauerstoff zu CO_2 oxidiert, so verläuft diese Reaktion stets auch umgekehrt, d. h. das CO_2 zerfällt auch wieder in CO und O_2. Das Gleichgewichts-verhältnis zwischen CO und CO_2 ist eine natürliche Konstante, die aber von den Umgebungs-bedingungen Temperatur und Druck abhängt. Beides ändert sich während der Verbrennung und Expansion im Zylinder fortlaufend und schnell. Der CO-Gehalt im Abgas wird also neben der Vollständigkeit und Güte der Verbrennung auch von diesen Gleichgewichtsbedingungen beeinflusst. Eine detaillierte Darstellung der Reaktionsmechanismen bei der Verbrennung und der Schadstoffbildung würde weit über den Rahmen des Buches hinausgehen und erweiterte Kenntnisse in der Chemie erfordern, so dass hier auf die Fachliteratur verwiesen werden muss.

brannten Kohlenwasserstoffe im Abgas. Ein optimierter Zündwinkel führt ebenfalls zu einer wünschenswerten Steigerung von Verbrennungstemperatur und Verbrennungsdruck (Abschn. 3.4) und damit niedrigem Verbrauch, erhöht aber wiederum die Stickoxide.

Es gibt also, unabhängig von Aufwand und Kosten, kein Patentrezept zur Eliminierung aller Schadstoffe; lediglich deren Minimierung ist möglich. Nur die sorgfältige Balance aller Methoden und die stetige Verfeinerung der einzelnen Maßnahmen führen zum Erfolg. Von überragender Bedeutung für minimalen Schadstoffgehalt im Abgas ist die Güte der Gemischaufbereitung. Die hohe Präzision heutiger Einspritzdüsen garantiert eine gleichmäßige feine Zerstäubung des Kraftstoffs; das verbessert die Homogenität des Gemisches und den Kontakt mit den Sauerstoffmolekülen. Genauere Kenntnis der Strömungsverhältnisse in Saugrohr und im Brennraum mithilfe fortschrittlicher rechnerischer Simulation schaffen die Grundlage für einen gezielten Abgleich von Gasströmung und Einspritzung und damit für eine optimale Gemischbildung und Verbrennung.

Die präzise Steuerung und die dynamische Anpassung aller Einspritz- und Zündparameter während des Motorbetriebs ist eine weitere Grundvoraussetzung für gute Abgasqualität. Moderne Motorelektronik mit erlaubt mittlerweile die sehr genaue und schnelle Anpassung von Einspritzung und Zündung für alle Betriebspunkte im Kennfeld mit sehr geringer Schrittweite. Dadurch erhält jeder Betriebspunkt optimierte und individuell abgestimmt Werte.

Durch all diese Maßnahmen ist heute die Konzentration der Schadstoffe im Abgas (Rohemission) bereits klein ($\ll 0{,}1$ %). Zur Erfüllung der Abgasgesetze reicht das jedoch bei weitem nicht aus, der Einsatz von Abgasnachbehandlungssystemen im Auspuff (Katalysatoren) ist zwingend erforderlich, um gültige und zukünftige Abgasgesetze einzuhalten, vgl. Abb. 3.42.

Der weltweit stetig anwachsenden Fahrzeugbestand erzwingt, die Schadstoffkonzentrationen weiter zu verringern. Die Erfolge, vorangetrieben von einer immer strenger werdenden Gesetzgebung, sind unbestritten. Durften Motorräder Ende der 1990er-Jahre in Deutschland bzw. den EU-Staaten noch 3 g/km an HC und 13 g/km CO ausstoßen, so beträgt der erlaubte Wert ab 2017 in der EU mit nur noch 0,17 bzw. 1,14 g/km und damit nur noch ein Zehntel bzw. ein Zwanzigstel. Der Fahrzeugbestand in Europa hingegen ist in diesem Zeitraum deutlich weniger gewachsen und mit der Tatsache, dass sich dieser kontinuierlich verjüngt und der Anteil an schadstoffärmeren Fahrzeugen damit stetig wächst, wird eine deutliche Entlastung der Umwelt erreicht. Ein Motorrad des Modelljahrs 2017 wird über ein angenommenes Leben von 100.000 km rund 17 kg an Kohlenwasserstoffen ausstoßen und 9 kg NO_x. Um diese doch recht abstrakten Zahlenwerte in ihrem Verhältnis zu anderen Emissionsquellen einordnen zu können, ein Vergleich: eine Kuh stößt aufgrund natürlicher Verdauungsprozesse pro Tag bis zu 160 g unverbrannte Kohlenwasserstoffe im Form von Methan (CH_4) aus. Sie emittiert damit bereits in einem halben Jahr mit 29 kg deutlich mehr an Kohlenwasserstoffen wie ein einzelnes Motorrad über seine gesamte Lebensdauer.

Ein berechtigter Einwand ist, dass die Grenzwerte der Abgasgesetzgebung lediglich in einem künstlichen Fahrzyklus eingehalten werden, im realen Fahrbetrieb die Emissionen aber ein Vielfaches der gesetzlichen Grenzwerte betragen können. Aber selbst bei einer

Stufe	Neue Fahrzeug -typen ab	Alle Neu-Fahrzeuge ab	CO (g/km)	HC (g/km)	No_x (g/km)	Test-Zyklus
Euro1	1998	1999	13,0	3,0	0,3	ECE R40
Euro 2	2003	2004	5,5	1,0	0,3	ECR R40
Euro 3	2006	2007	2,62	0,33	0,22	WMTC
Euro 4	**2016**	**2017**	**1,14**	**0,17**	**0,09**	**WMTC**
Euro 5	2020	2021	1,0	0,10	0,06	WMTC

Für Motorräder >150 cm^3 und Höchstgeschwindigkeit > 130 km/h. Quelle: Umweltbundesamt 10/2015

Abb. 3.42 Entwicklung der Abgasgrenzwerte in der EC

angenommenen zehnfachen Emission im realen Fahrbetrieb stünde ein Motorrad im Vergleich mit natürlichen Emissionsquellen nicht so schlecht da, wie vielfach angenommen wird. Dennoch steht außer Frage, dass gerade bei einem Freizeitfahrzeug die Anstrengungen zur Verminderung des Schadstoffausstoßes nicht nachlassen dürfen und weitere Gesetzesverschärfungen sind für die Zeit nach 2020 bereits beschlossen.

3.4.5 Abgasnachbehandlung

Wie vorstehend ausgeführt gelingt es mit innermotorischen Maßnahmen allein nicht, die gültigen Abgaswerte einzuhalten. Erst mit dem Einsatz von Katalysatoren gelingt die weitere Reduzierung der Schadstoffe. Die wirksamen Substanzen eines Abgaskatalysators sind Mischungen aus den Edelmetallen Platin, Palladium und Rhodium, die auf ein wabenförmiges Trägermaterial aufgetragen werden, vgl. Abschn. 3.10.2. Das Edelmetall ist oberflächenaktiv und reduziert die Stickoxide (NO_x) zu Stickstoff (N_2) und Sauerstoff (O_2) und oxidiert Kohlenmonoxid (CO) zu harmlosem Kohlendioxid (CO_2) sowie die unverbrannten Kohlenwasserstoffe (HC) zu Kohlendioxid (CO_2) und Wasserdampf (H_2O). Auf die zugrunde liegenden chemischen Prozesse soll an dieser Stelle nicht eingegangen werden. Der Katalysator verbraucht sich nicht, sondern aktiviert und beschleunigt lediglich die chemischen Reaktionen im Abgas.

Um wirken zu können benötigen Katalysatoren eine Mindesttemperatur von etwa 250 °C. Da die Umwandlung der Schadstoffe exotherm (wärmeabgebend) verläuft, heizen sich der Katalysator und der ihn umgebende Teil des Auspuffs im Betrieb weiter auf. Die strengeren Abgasprüfungen beziehen auch den Kaltstart und den Warmlauf, bei dem die Rohemissionen des Motors besonders hoch sind, mit ein. Daher müssen Katalysatoren zunehmend im Abgaskrümmer und dort relativ nah am Motor angeordnet werden, so dass sie sich schnell aufheizen können und auf Betriebstemperatur kommen. Die damit einhergehenden Zielkonflikte sind im Abschn. 3.10.2 beschrieben.

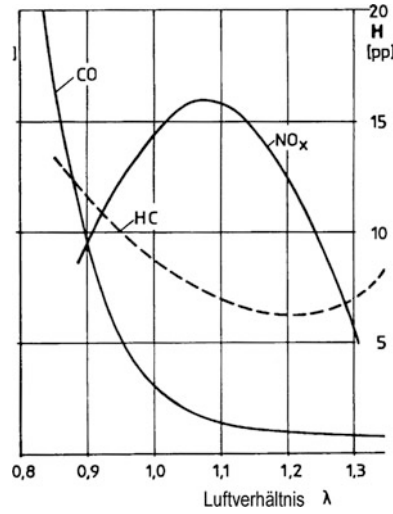


Abb. 3.43 Abgaskonzentration (qualitativ) in Abhängigkeit vom Luftverhältnis

Hinreichend wirksam sind Katalysatoren nur in einem schmalen Bereich der Gemisch-Zusammensetzung, dem sogenannten *Lambdafenster*. Mit dem griechischen Buchstaben λ wird im Motorenbau das Massenverhältnis von Luft und Kraftstoff im angesaugten Gemisch bezeichnet („*Luftverhältnis*"). Ein Wert von $\lambda = 1$ bedeutet, dass präzise diejenige Luftmasse im Gemisch vorhanden ist, wie für die vollständige Verbrennung des enthaltenen Kraftstoffs benötigt wird; genauer: dass für jedes Kohlenstoff- und Wasserstoffatom des Kraftstoffs die exakt passende Zahl von Sauerstoffatomen für die vollständige Verbrennung zur Verfügung steht. Das Massenverhältnis für $\lambda = 1$ beträgt bei Benzin rund 14,7 zu 1 (14,7 kg Luft für die Verbrennung von 1 kg Kraftstoff), was einem Volumenverhältnis von 11.370 zu 1 entspricht, d. h. für die Verbrennung von 1 l Kraftstoff werden rund 11 m^3 Luft benötigt. Ein Lambdawert <1 entspricht einem „fetten Gemisch" mit zu geringem Sauerstoffanteil (oder Kraftstoffüberschuss) und ein Wert >1 einem „mageren Gemisch" mit Luftüberschuss.

Der Katalysator arbeitet nur im Bereich von $\lambda = 0{,}98 \ldots 1{,}01$ optimal (*Lambdafenster*). Besonders die Reduktion von Stickoxiden ist bei mageren Gemischen mit λ>1,02 nicht mehr möglich. Je genauer der Zielwert $\lambda = 1$ tatsächlich eingehalten wird, umso geringer ist der Schadstoffausstoß. Grundsätzlich liegt darin ein gewisses Dilemma, wie Abb. 3.43 zeigt. Aufgetragen ist im Bild der qualitative Verlauf der Abgasschadstoffe über dem Luftverhältnis.

Man erkennt, dass die Rohemissionen des Motors direkt aus der Verbrennung (ohne Nachbehandlung) für die Schadstoffe HC und CO bei mageren Gemischen deutlich abnehmen. Wie einleitend schon beschrieben liegt das daran, dass bei überschüssiger Luft die Chance größer ist, dass auch bei unvollkommener Vermischung jedes Kraftstoffteilchen sein zur Verbrennung nötiges Sauerstoffmolekül findet. Größerer Luftüberschuss ($\lambda > 1$) bewirkt zudem, dass auch die Verbrennungstemperatur geringer wird, weil nicht das gesamte Gasvolumen für die Verbrennung benötigt wird. Infolge der niedrigeren Temperatur entstehen weniger Stickoxide. Da die niedrigeren Rohemissionen jedoch immer noch viel

höher als die Grenzwerte sind, nutzt dieser Vorteil wegen des Funktionsabfalls des Katalysators nichts. Auch der Kraftstoffverbrauch wird bei mageren Gemischen geringer. Auch dieser Vorteil muss zugunsten besserer Abgaswerte verschenkt werden.

3.5 Gas- und Massenkräfte im Motor

Die bisherigen Betrachtungen bezogen sich auf den Arbeitsprozess des Motors und die leistungsbestimmenden Faktoren. Es wurde gezeigt, dass sich daraus Anforderungen an die konstruktive Ausführung der verschiedenen Motorbauteile ableiten lassen. Für die Motorkonstruktion ist aber auch die Kenntnis der Kräfte und Momente, die im Betrieb auftreten, wichtig. Die betragsmäßig größten Kräfte wirken dabei am Kurbeltrieb, der beim konventionellen Verbrennungsmotor aus folgenden Bauteilen (vgl. auch Abb. 3.45) besteht:

- Kurbelwelle mit ihren Lagern
- Pleueln mit Lagern
- Kolben mit Kolbenbolzen und Kolbenringen

Im Kurbeltrieb wird die geradlinige Auf- und Abbewegung, die der zwangsgeführte Kolben im Zylinder ausführt, in eine Drehbewegung überführt. Die Bewegung des Kolbens ist dabei ungleichmäßig, und zwar wegen der periodischen Umkehr seiner Bewegungsrichtung in den Endpunkten der Bahn (Totpunkte).

Sie bedingt jeweils ein Abbremsen und Beschleunigen des Kolbens und des Pleuels, so dass *Massenkräfte* (Trägheitskräfte) auftreten. Diese können berechnet werden, wenn man die Massen von Pleuel und Kolben und das Bewegungsgesetz des Kurbeltriebs kennt und daraus die auftretenden Beschleunigungen ermittelt. Bei hohen Drehzahlen sind diese Massenkräfte dominierend für die mechanischen Beanspruchungen der Kurbeltriebsbauteile.

Die zweite große Kraftwirkung am Kurbeltrieb ergibt sich aus dem Verbrennungsdruck, der durch Umwandlung in ein Drehmoment an der rotierenden Kurbelwelle die eigentliche Nutzarbeit erzeugt. Diese Kraft aus der Verbrennung wird allgemein als *Gaskraft* bezeichnet.

3.5.1 Gaskraft

Durch die Gaskraft, die gleichermaßen auf den Kolbenboden und den Zylinderkopf wirkt, werden die Motorbauteile auf vielfältige Weise mechanisch beansprucht. Da die Kolbenfläche mit dem Bohrungsdurchmesser quadratisch ansteigt, ist die Gaskraft umso höher, je größer die Zylinderbohrung ist (bei jeweils gleichem Zylinderinnendruck). Bei gleichem Zylindervolumen ist daher die Gaskraft bei kurzhubigen Motoren größer als bei langhubigen. Im Abschn. 3.5 wird auf die einzelnen Bauteilbeanspruchungen durch die Gaskraft detaillierter eingegangen.

Die Gaskraft tritt nach außen als Nutzdrehmoment an der Kurbelwelle in Erscheinung. Als Reaktionsmoment ergibt sich ein gleichgroßes, entgegengesetztes Moment, das sich in den Aufhängungspunkten des Motors abstützt (Momentengleichgewicht). Ansonsten wirkt die Gaskraft nur als *innere Kraft*, wie Abb. 3.44 schematisch zeigt. Die Gaskraft wird

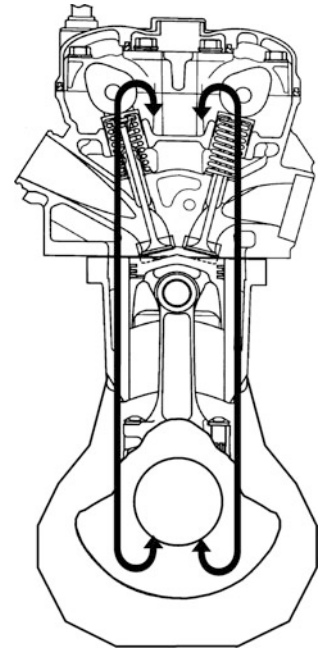


Abb. 3.44 Geschlossener Kraftfluss der Gaskraft im Motor

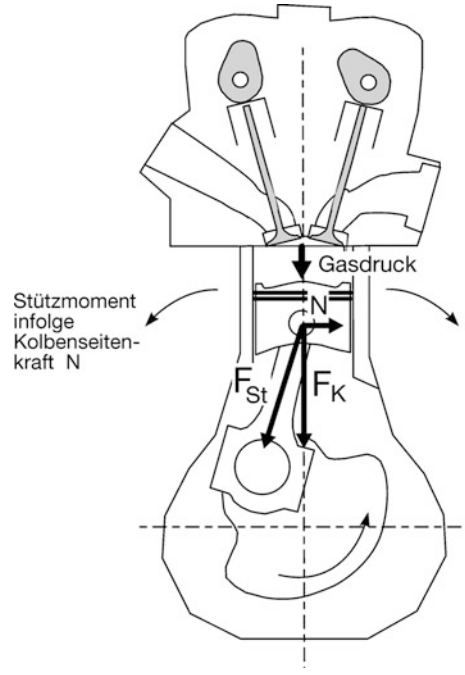


Abb. 3.45 Zerlegung der Kolbenkraft und resultierendes Moment

über Kolben, Pleuel und Kurbelwelle in den Motorblock eingeleitet und von dort über die Zylinderkopfschrauben wieder zurückgeführt, so dass ein geschlossener Kraftfluss innerhalb des Motors ohne weitere Kraftwirkungen nach außen entsteht.[11]

Eine genaue Betrachtung des Kurbeltriebs zeigt allerdings, dass am Kolben durch die Schrägstellung des Pleuels mehrere Kraftkomponenten wirken, Abb. 3.45. Die am Kolben angreifende Kraft, bei der momentanen Betrachtung also die Gaskraft, wirkt als *Stangenkraft* F_{St} über das Pleuel auf die Kurbelwelle. In ausgelenkter Lage des Pleuels tritt eine Seitenkraft N auf (Normalkraft aus Kraftzerlegung der Stangenkraft), die je nach Kurbelstellung den Kolben wechselseitig nach rechts oder links gegen die Zylinderwand drückt. Als *periodisch veränderliche* Kraft ruft sie Erschütterungen des ganzen Motors um die Kurbelwellenlängsachse hervor und stützt sich als Wechseldrehmoment (Stützmoment) in den Motoraufhängungspunkten ab. Letztlich entspricht dieses Stützmoment wiederum dem Motordrehmoment (Momentengleichgewicht). Beim Leerlauf von Einzylindermotoren, die weich in Gummi gelagert sind, kann das Wechseldrehmoment und das resultierende Schütteln des Motors gut beobachtet werden. Zwar gibt der Motor im Leerlauf kein Nutzdrehmoment ab, es wird aber ein Moment erzeugt, um die innere Reibung des Motors zu überwinden.

Bei Mehrzylindermotoren ist das Schütteln aufgrund von Kraftüberlagerungen geringer und wegen der höheren Arbeitsfrequenz nicht so gut wahrnehmbar, ebenso wenig bei höheren Drehzahlen. Spürbar wird die Seitenkraftwirkung aber, wenn die Drosselklappensynchronisation der Einzelzylinder nicht korrekt eingestellt wurde. Durch dann ungleiche Zylinderfüllungen sind die Verbrennungskräfte und damit auch die Seitenkräfte in den Zylindern unterschiedlich. Dies kann bei entsprechender Sensibilität des Fahrers als rauer Motorlauf und verstärkte Vibration wahrgenommen werden. Allerdings sind diese Vibrationswirkungen bezüglich ihrer Ursache streng von denen aus den Massenkräften (siehe nächstes Kapitel) zu trennen.

Seitenkräfte am Kolben resultieren natürlich nicht nur aus der Gaskraft, sondern aus *allen* am Kolben angreifenden Kräften. Die Massenkräfte rufen also ebenfalls Seitenkräfte und damit ein Wechseldrehmoment in der Motoraufhängung hervor. Dessen Vibrationswirkung wird aber bei hohen Drehzahlen (nur dort sind die Massenkräfte groß und überwiegen) nicht mehr wahrgenommen, weil dann die Massenkräfte andere, ungleich größere Auswirkungen haben. Auf diese soll im nachfolgenden Kapitel ausführlich eingegangen werden.

3.5.2 Bewegungsgesetz des Kurbeltriebs und Massenkraft

Wie einleitend erwähnt wurde, treten Massenkräfte als Folge der beschleunigten Kolbenbewegung auf. Für deren Ermittlung benötigt man die Kolbenbeschleunigung, genauer gesagt die Beschleunigungen in Abhängigkeit von der Kurbelwellenstellung. Diese ergibt sich aus dem Bewegungsgesetz, das den Zusammenhang zwischen der geradlinigen Kol-

[11] Als Hilfsvorstellung für die Wirkung der Gaskraft als innerer Kraft kann folgende Überlegung dienen: Eine geschlossene Blechdose, die unbewegt auf einem Tisch steht und durch Wärmezufuhr erhitzt wird, bewegt sich trotz des steigenden Gasdrucks im Inneren nicht und zeigt keinerlei Kraftwirkung nach außen. Der Gasdruck beansprucht lediglich die Blechwände der Dose.

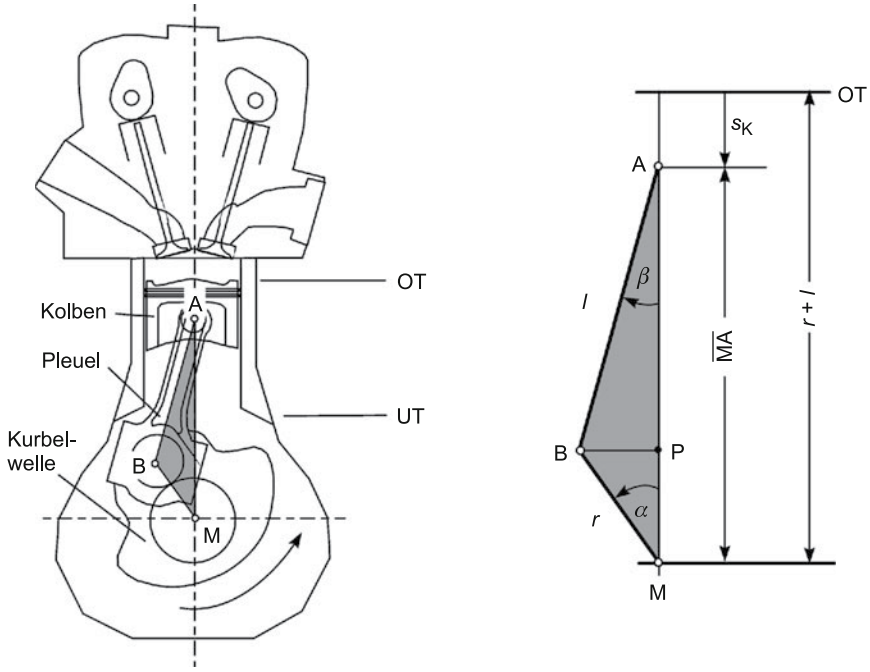


Abb. 3.46 Realer Kurbeltrieb mit geometrisch relevanten Größen

benbewegung und der Kurbelwellendrehung beschreibt. Leser, die sich für die mathematische Herleitung nicht interessieren, können den folgenden Abschnitt übergehen und auf S. 82 die praktischen Folgewirkungen nachlesen.

Wir vernachlässigen den normalerweise üblichen Mittenversatz des Kolbens beim realen Motor (siehe auch Abschn. 3.5) und betrachten den einfacheren Fall des ungeschränkten Kurbeltriebs, bei dem die Zylinderachse die Drehachse der Kurbelwelle schneidet, Abb. 3.46.

Dieser Kurbeltrieb stellt ein sogenanntes *ebenes Schubkurbelgetriebe* dar. Reduziert auf die kinematisch relevanten Elemente bildet der Kurbeltrieb in der gezeichneten Stellung das ebene Dreieck ΔMAB. Darin bildet die Strecke AB die Pleuellänge l, die Strecke MB den Kurbelradius r und die Strecke MA beschreibt die jeweilige Kolbenentfernung von der Drehachse der Kurbelwelle. Der Winkel α gibt den Drehwinkel der Kurbelwelle an und der Winkel β kennzeichnet die Auslenkung des Pleuels. Die beiden Extremstellungen des Kolbens werden mit OT (oberer Totpunkt) und UT (unterer Totpunkt) gekennzeichnet. Der Kolbenweg s_k wird ausgehend vom OT gezählt, und wir definieren den Kolbenhub h und das Pleuelstangenverhältnis λ:

$$h = 2 \cdot r \quad \text{und} \quad \lambda = \frac{r}{l} \tag{3.12}$$

Mit diesen Festlegungen ergibt sich der Kolbenweg s_k rein geometrisch zu

$$s_k = r + l - \mathrm{MA} \tag{3.13}$$

Teilt man das Dreieck ΔMAB mittels der Strecke in zwei rechtwinklige Teildreiecke, ergeben sich als weitere geometrische Beziehungen

$$\overline{\mathrm{MA}} = r \cdot \cos\alpha + l \cdot \cos\beta \tag{3.14}$$

$$\overline{\mathrm{PB}} = r \cdot \sin\alpha = l \cdot \sin\beta \tag{3.15}$$

$$\Rightarrow \sin\beta = \frac{r}{l} \cdot \sin\alpha = \lambda \cdot \sin\alpha \tag{3.15a}$$

Durch Einsetzen in Gl. 3.13 erhält man dann den gesuchten Zusammenhang zwischen dem Kolbenweg s und dem Kurbelwinkel α:

$$s_k = r + l - (r \cdot \cos\alpha + l \cdot \cos\beta) \tag{3.16}$$

Da für den Kolbenweg nur die Abhängigkeit vom Kurbelwinkel gesucht wird und der Winkel β nicht bekannt ist, muss dieser aus der Gleichung eliminiert werden. Setzt man die allgemein gültigen Beziehung (vgl. mathematische Formelsammlung)

$$\cos^2\beta = 1 - \sin^2\beta \tag{3.17}$$

in Gl. 3.16 ein und formt unter Nutzung von Gl. 3.15a um, so erhält man als Berechnungsgleichung für den Kolbenweg:

$$s_k = r\,(1 - \cos\alpha) + l\left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha}\right) \tag{3.18}$$

Dies ist die mathematisch exakte Beziehung zwischen Kolbenweg und Kurbelwinkel. Da dieser Ausdruck unübersichtlich und aufwändig in der Berechnung ist, wird üblicherweise der Wurzelausdruck durch eine binomische Reihe ersetzt, die man nach der zweiten Ordnung abbricht. Man erhält dann als ausreichend genaue Näherungsgleichung für den Kolbenweg

$$s_k \approx r\left(1 - \cos\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha\right) \tag{3.19}$$

Bildet man die Ableitung des Kolbenwegs nach der Zeit, so erhält man die Kolbengeschwindigkeit v und bei nochmaliger Ableitung die Kolbenbeschleunigung a

$$v_k \approx r \cdot \omega\left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha\right) \tag{3.20}$$

$$a_k \approx r \cdot \omega^2\,(\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha) \tag{3.21}$$

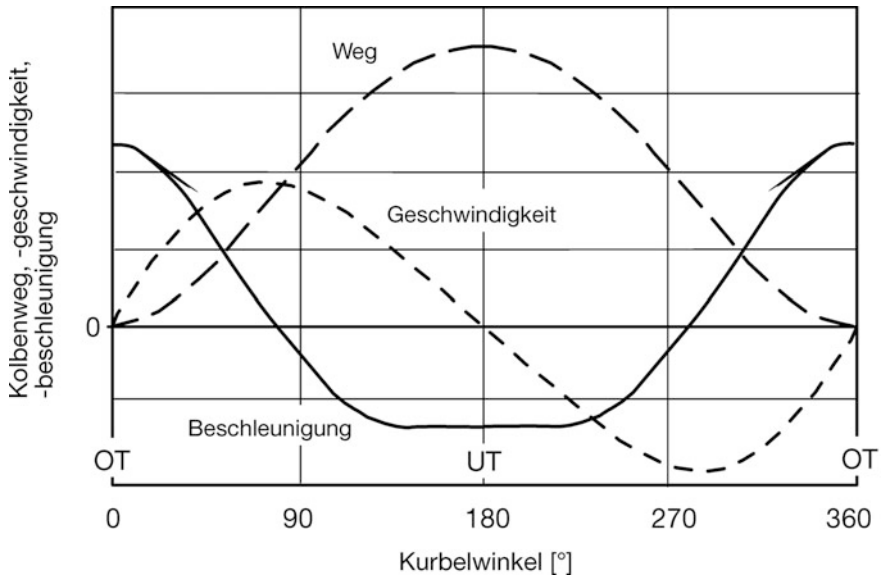


Abb. 3.47 Kolbenweg, -geschwindigkeit und -beschleunigung in Abhängigkeit von der Kurbelwellenstellung

$$\text{mit } \omega = \frac{\mathrm{d}\alpha}{\mathrm{d}t} \tag{3.22}$$

Wie man leicht einsieht, tritt die maximale Beschleunigung für den Kolben bei 0° Kurbelwinkel, also im OT auf:

$$a_{\mathrm{k,max}} = r \cdot \omega^2 \ (1 + \lambda) \tag{3.23}$$

In Abb. 3.47 ist der Zusammenhang zwischen Kurbelwinkel und Kolbenweg, -geschwindigkeit und -beschleunigung für eine Kurbelwellenumdrehung grafisch dargestellt.

Der Bewegungsstillstand und die relativ langsame Kolbenbewegung in Totpunktnähe wirken sich thermodynamisch günstig aus. Innerhalb der kurzen Zeitspanne, die die Verbrennung zur Ausbreitung benötigt, legt der Kolben relativ zur Kurbelwellendrehung nur sehr geringe Wege zurück. Der Verbrennungsdruck kann sich daher voll entfalten und wird nicht vorzeitig durch eine Kolbenbewegung abgebaut. Zudem steht für die Expansion noch der volle Kolbenweg zur Verfügung, wodurch maximale Arbeit erzielt wird.

Bei der Kolbengeschwindigkeit werden die positiven und negativen Maxima im ersten bzw. letzten Drittel des Kolbenwegs zwischen den Totpunkten erreicht. Die Phasenverschiebung der Extremwerte gegenüber der reinen Sinusfunktion resultiert aus dem Pleuelstangenverhältnis λ und dem additiven Glied in Gl. 3.20. Die Extremwerte der Kolbenbeschleunigung müssen naturgemäß in den beiden Totpunkten liegen. Da sich der Kurbeltrieb im OT

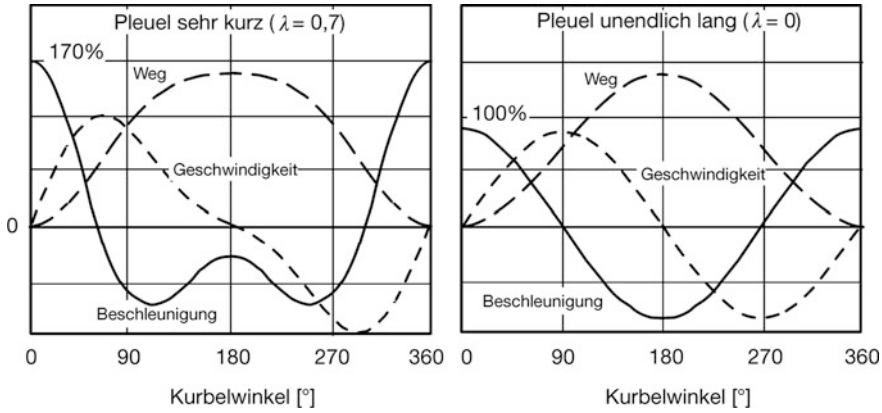


Abb. 3.48 Kolbenweg, -geschwindigkeit und -beschleunigung in Abhängigkeit vom Pleuelstangenverhältnis λ

in gestreckter Lage, im UT hingegen in geknickter Lage befindet, ergeben sich unterschiedliche kinematische Verhältnisse, so dass die Beschleunigung im OT größer als im UT ist.

Der Einfluss des Pleuelstangenverhältnis λ soll nachfolgend noch etwas genauer beleuchtet werden. Im Grenzfall des unendlich langen Pleuels wird der Wert von λ zu Null (Gl. 3.12). In allen Bewegungsgleichungen für den Kolben fällt das additive Glied dann weg und man erhält die reinen Sinus- bzw. Cosinusfunktionen des Kurbelwinkels α. Umgekehrt wird, je kürzer das Pleuel und je größer der Hub der Kurbelwelle ist, der Wert von λ größer. Als Resultat nehmen die Verzerrungen der Kurvenverläufe für Kolbenweg, -geschwindigkeit und -beschleunigung zu. Zudem steigen auch die jeweiligen Maximalwerte für die Kolbengeschwindigkeit und die Kolbenbeschleunigung an, Abb. 3.48. Es erhöht sich die gesamte Triebwerksbelastung (Massenkraft!), und es ergeben sich ungünstigere Verhältnisse z. B. für die Kolbenschmierung und bezüglich des Verschleißverhaltens.

Obwohl also möglichst lange Pleuel wünschenswert wären, kann dies in der Praxis nicht immer umgesetzt werden, weil die Bauhöhe des Motors mit der Pleuellänge ansteigt und der entsprechende Platz im Motorrad nicht zur Verfügung steht. Auf diese Zusammenhänge wird später bei der konstruktiven Bauausführung des Motors näher eingegangen.

3.5.3 Ausgleich der Massenkräfte und -momente

Wenn man zunächst nur den Kolben betrachtet, dann erzeugt die Beschleunigung infolge seiner Masse an ihm eine Trägheitskraft. Sie wird, weil sie als hin- und hergehende Kraft in Zylinderachsrichtung verläuft, als *oszillierende Massenkraft* bezeichnet:

$$F_{\mathrm{osz}} = m_{\mathrm{k}} \cdot a_{\mathrm{k}} = m_{\mathrm{k}} \cdot r \cdot \omega^2 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha) \tag{3.24}$$

m_{k} Kolbenmasse [kg]

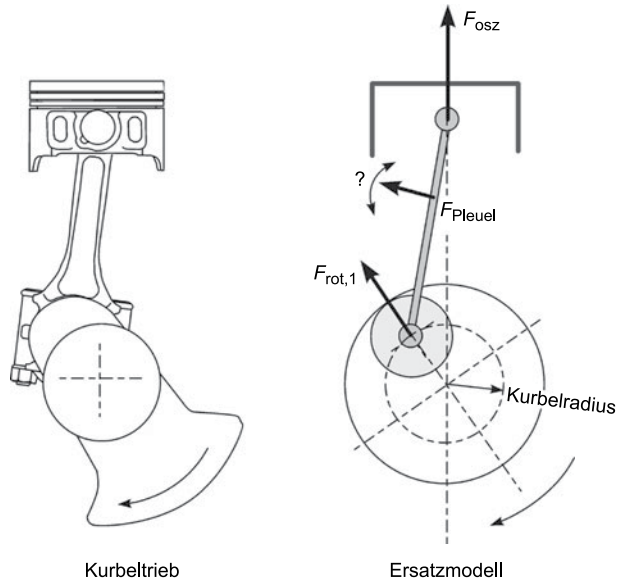


Abb. 3.49 Kräfte am Kurbeltrieb des Einzylindermotors

Diese Massenkraft erreicht bei hohen Drehzahlen Werte bis zu 10.000 N (Gewichtskraft einer Masse von 1000 kg). Das führt zu erheblichen mechanischen Beanspruchungen des Kolbens und des Kurbeltriebs. Darüber hinaus wirkt die Massenkraft über die Kurbelwellenlager und das Motorgehäuse auch als Kraft nach *außen*. Sie erzeugt eine periodische Schwingungsanregung von Fahrzeugbauteilen, die als Vibrationen von Lenkerenden, Fußrasten, Sitzbank und Tank auf den Fahrer/Beifahrer einwirken und deren Fahrkomfort deutlich einschränken. Die Vibrationen können auch zu Schäden am Fahrzeug, z. B. in Form eingerissener Bleche und Halterungen, defekter Instrumente, Glühlampen usw. führen. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit, die Massenkraft zu eliminieren bzw. auszugleichen.

Um die Wirkmechanismen der Kräfte am Kurbeltrieb genauer zu verstehen, betrachten wir zunächst den Einzylindermotor, Abb. 3.49, und reduzieren den realen Kurbeltrieb auf ein vereinfachtes mechanisches Ersatzmodell. In diesem Modell besteht die Kurbelwelle aus einer gleichmäßigen Kreisscheibe mit exzentrischem Hubzapfen, der als Unwuchtmasse wirkt. Das Pleuel sei sehr lang im Verhältnis zum Kurbelradius, so dass $\lambda \approx 0$ wird und wir den Term $\lambda \cos 2\,\alpha$ in Gl. 3.24 vorläufig vernachlässigen können.

Am Kolben greift dann die Massenkraft F_{osz} an, die nur in Zylinderachsrichtung wirkt. In der gezeichneten Aufwärtsbewegung des Kolbens wirkt die Massenkraft nach oben (Zugkraft). Etwa 90° KW nach der Bewegungsumkehr im OT wird aus der Zugkraft eine Druckkraft, entsprechend dem Beschleunigungsverlauf (vgl. Abb. 3.20). Die aus der Verbrennung resultierende Gaskraft braucht, da sie als innere Kraft im Motor ausgeglichen wird (Abschn. 3.3.1), bei unseren Betrachtungen nicht mehr berücksichtigt werden. An der Kurbelwelle ruft der außermittige Hubzapfen eine radial nach außen gerichtete, umlaufende Fliehkraft $F_{rot,1}$ hervor.

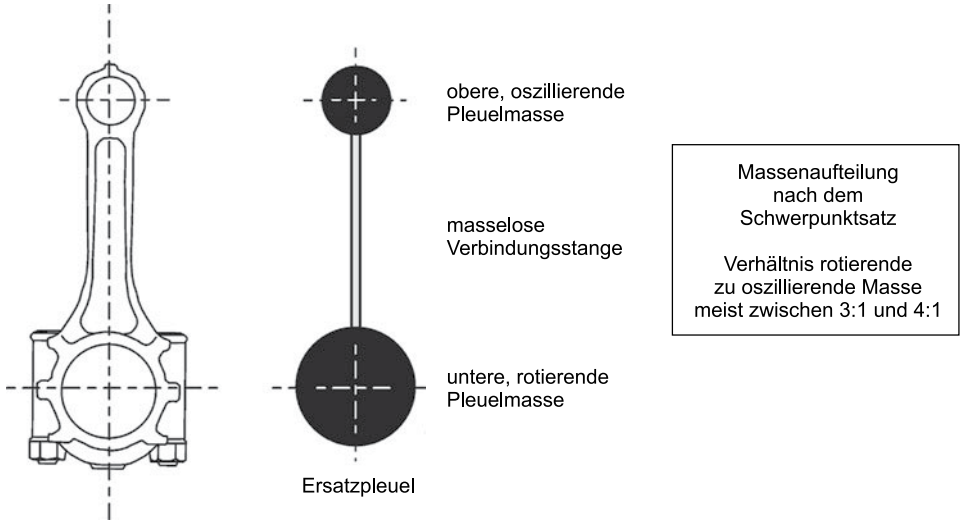


Abb. 3.50 Bestimmung des Ersatzpleuels

Die Kraftwirkungen am Pleuel sind zunächst nicht unmittelbar zu erkennen, denn das Pleuel führt eine komplexe Bewegung aus. Während der untere Pleuelabschnitt zusammen mit dem Hubzapfenlager und der Kurbelwelle eine Drehbewegung ausführt, vollführt das obere, kleine Pleuelauge zusammen mit dem Kolben eine rein oszillierende Bewegung entlang der Zylinderachse. Das Mittelteil des Pleuel führt Schwenkbewegungen aus, die sich aus einer Drehung und Auf- und Abbewegungen zusammensetzen. Das Pleuel und seine Bewegungen werden daher aufgeteilt in einen rotatorischen und einen oszillierenden Anteil. Dazu wird ein gleichschweres Ersatzpleuel bestimmt, dessen Masse an beiden Enden konzentriert ist, wobei die Verbindung zwischen diesen beiden Massepunkten masselos ist, Abb. 3.50.

Die größere, untere Masse bewegt sich dann rein rotatorisch zusammen mit dem Hubzapfen der Kurbelwelle auf einer Kreisbahn, und die obere Masse bewegt sich zusammen mit dem Kolben rein oszillierend. Die Aufteilung der Pleuelmassen erfolgt nach dem Schwerpunktsatz. Bezüglich der Kraftwirkung wird der rotatorische Anteil der Pleuelmasse zur Hubzapfenmasse hinzugerechnet und der oszillierende Anteil zur Kolbenmasse.

Die Bauteile des Kurbeltriebs, an denen aufgrund ihrer Beschleunigung äußere Massenkräfte angreifen, sind in Tab. 3.4 noch einmal zusammengefasst.

Vereinigt man die *rotierenden* Massen zu einer Gesamtmasse mit Schwerpunkt im Hupzapfen, so kann die *rotierende* Massenkraft leicht ausgeglichen werden, indem auf der Gegenseite des Hubzapfens ein Ausgleichsgewicht angeordnet wird. Dessen Masse und Schwerpunkt (wirksamer Radius) müssen so abgestimmt sein, dass die entstehende Fliehkraft die Massenkraft am Hubzapfen gerade ausgleicht, Abb. 3.51. Diesen *Unwuchtausgleich* bezeichnet man als den *rotatorischen Massenausgleich*. Durch die gegenseitige Aufhebung im System werden $F_{\mathrm{rot},1}$ und $F_{\mathrm{rot},2}$ zu inneren Kräften und brauchen zunächst

Tab. 3.4 Rotierende und oszillierende Massenanteile beim Kurbeltrieb

Rotierende Massen ⇒ Rotierende Massenkraft F_{rot}	Oszillierende Massen ⇒ Oszillierende Massenkraft F_{osz}
Hubzapfen der Kurbelwelle	Kolben
Kurbelwellenkröpfung	Kolbenringe
Hubzapfenlager	Kolbenbolzen
Rotierender Pleuelanteil	Kolbenbolzensicherung
	Oszillierender Pleuelanteil

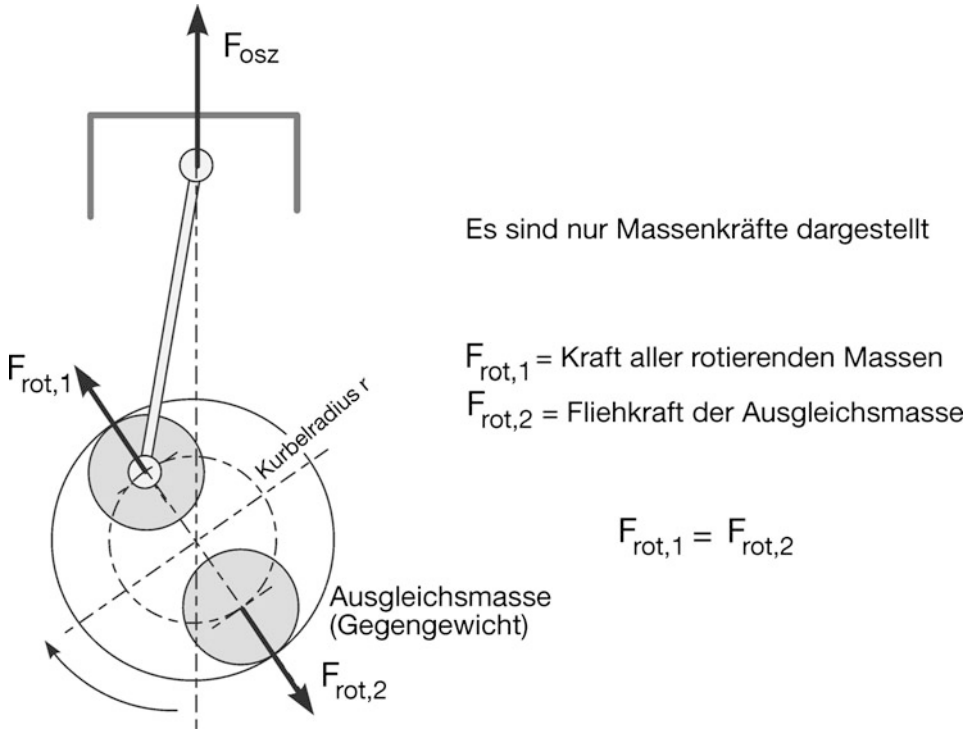


Abb. 3.51 Ausgleich der rotierenden Massenkraft durch ein Gegengewicht an der Kurbelwelle

nicht mehr betrachtet werden. Im Vorgriff sei an dieser Stelle bereits erwähnt, dass alle Mehrzylindermotoren, deren Kurbelwellen symmetrisch aufgebaut sind, hinsichtlich der rotierenden Massenkräfte immer ausgeglichen sind.

Als äußere Kraft greift jetzt nur noch die *oszillierende Massenkraft* am Kolben an, wobei alle oszillierenden Massen aus Tab. 3.4 in einer oszillierenden Gesamtmasse m_K zusammengefasst werden. Da der oszillierenden Massenkraft keine Kraft entgegenwirkt, wird sie über den Kurbeltrieb und den Motorblock in den Rahmen des Motorrads ein-

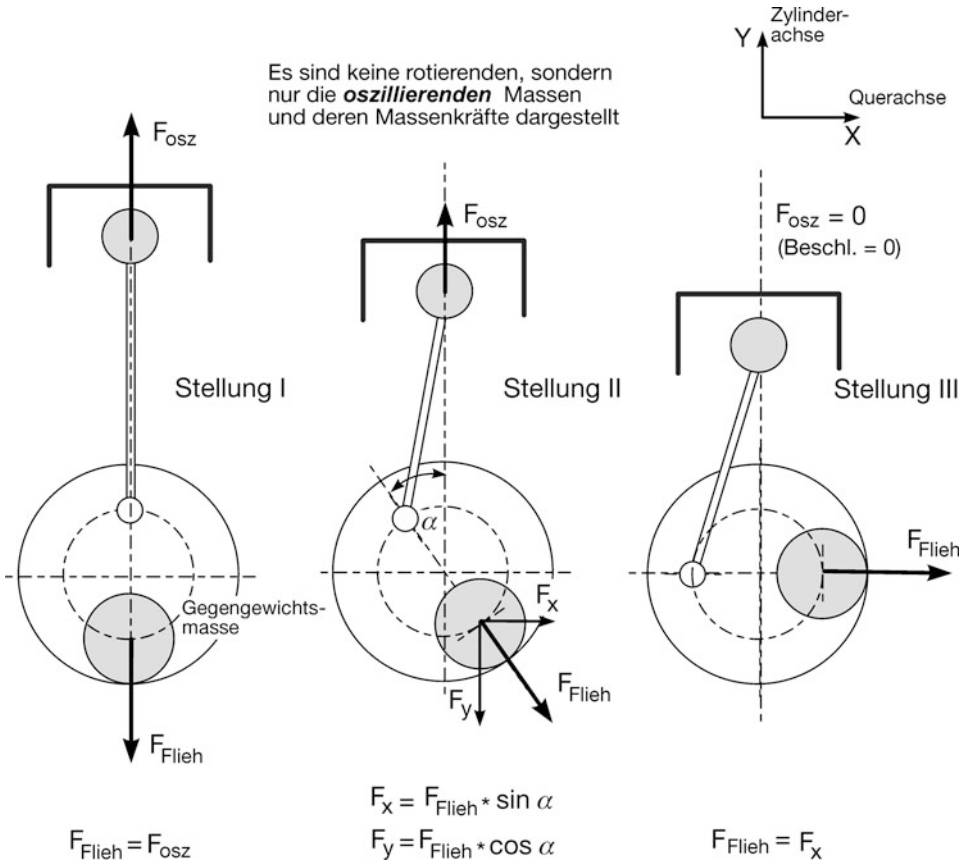


Abb. 3.52 Ausgleich der oszillierenden Massenkraft beim Einzylindermotor mittels Gegengewicht

geleitet. Dort regt sie Schwingungen an, die als Vibrationen spürbar werden. Man bezeichnet sie deshalb auch als *freie Massenkraft*.

Zum Ausgleich der *oszillierenden* Massenkraft liegt der Gedanke nahe, diesen analog zum rotatorischen Ausgleich mittels einer Ausgleichsmasse zu bewerkstelligen. Wie sich dies bei verschiedenen Kurbelwellenstellungen auswirkt, ist in Abb. 3.52 dargestellt.

In der *OT-Stellung des Kolbens* (I), also bei maximaler Massenkraft, gelingt zunächst ein vollständiger Ausgleich, wenn man die Gegenmasse und ihre Anordnung auf der Kurbelwelle so wählt, dass die resultierende Fliehkraft genauso groß wird wie die maximale Massenkraft am Kolben. Bei einer *ausgelenkten Lage* der Kurbelwelle (Kurbelstellung II) hingegen, funktioniert dieser Ausgleich nicht mehr in der gewünschten Weise. Die oszillierende Massenkraft nimmt jetzt analog zum Kurbelwinkel α (Gl. 3.24) ab. Die Fliehkraft, die ja immer radial nach außen gerichtet ist, ändert aber ihre Richtung. Zerlegt man sie in die beiden Hauptachsrichtungen, so gleicht zwar ihre Y-Komponente genau die oszillierende Massenkraft am Kolben aus, es bleibt aber die X-Komponente der Fliehkraft als neu entstandene Kraftkomponente *unausgeglichen* übrig.

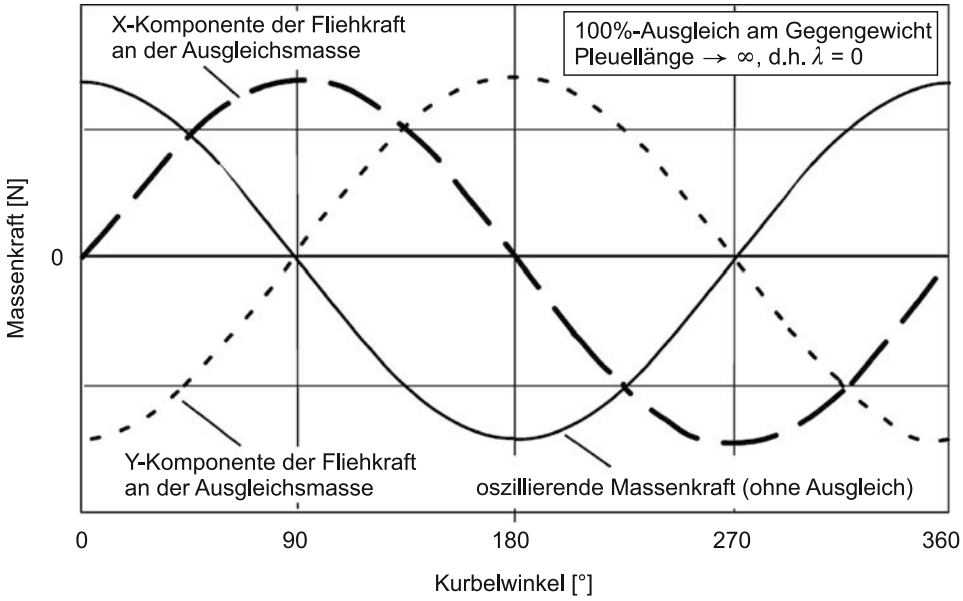


Abb. 3.53 Massenkraftverläufe beim Einzylindermotor mit 100 %-Ausgleich

In der 90°-Stellung (III) der Kurbelwelle wird (Pleuellänge →∞) gemäß Gl. 3.24 die oszillierende Massenkraft zu Null, dafür erreicht jetzt die X-Komponente der Fliehkraft ihren Maximalwert. Rechnet man die oszillierende Massenkraft und die Fliehkraft am Gegengewicht für alle Kurbelstellungen eines Umlaufs durch, so ergeben sich die in Abb. 3.53 gezeichneten Verläufe für die jeweiligen Kraftkomponenten.

Bei einer Überlagerung aller Kraftverläufe bleibt die X-Komponente der Ausgleichsmassenkraft übrig. Sie ist damit die resultierende, *freie Massenkraft* des Einzylindermotors mit Ausgleichsgewicht an der Kurbelwelle (100 %-Ausgleich). Man erkennt, dass der vollständige Massenausgleich beim Einzylinder mittels eines einfachen Gegengewichts an der Kurbelwelle *nicht möglich* ist und zu keiner Verminderung der Kraftamplitude führt. Das Gegengewicht bewirkt lediglich eine Phasenverschiebung der Massenkraft um 90°, was in der Praxis (vgl. Abb. 3.53) bedeutet, dass sich die Wirkrichtung der oszillierenden Massenkraft von der Zylinderachse zur Querachse der Kurbelwelle verlagert hat. Diese Änderung der Kraftrichtung kann sich allerdings durchaus vorteilhaft auswirken. Die Richtungsänderung einer Erregerkraft für Bauteilschwingungen führt infolge des richtungsabhängigen *Übertragungsverhaltens* u. U. zu einer spürbaren Verminderung der Schwingungsintensität, d. h. die spürbaren Vibrationen können verringert werden.

In der Praxis wird bei Einzylindermotoren meist der 50 %-Ausgleich angewandt. Das Gegengewicht wird nur so groß gewählt, dass der halbe Maximalbetrag der im OT auftretenden oszillierenden Massenkraft ausgeglichen wird. Damit bleibt die Größe der Gegenmasse und damit das Gesamtgewicht der Kurbelwelle noch in akzeptablen Grenzen, und

die Amplituden der Massenkraft in Zylinderrichtung und quer zur Kurbelwelle werden immerhin halbiert. Bei ausgeführten Konstruktionen setzt sich dann das Gegengewicht an der Kurbelwelle aus der Masse zum Ausgleich der rotatorischen Massenkräfte und der Masse für den Ausgleich der oszillierenden Massenkräfte zusammen.

Viele Beispiele im Motorradbau beweisen, dass der einfache 50 %-Ausgleich bezüglich Vibrationsverhalten, Bauaufwand, Kosten und Gewicht einen günstigen Kompromiss darstellt. Es sei hier aber nochmals betont, dass ein Ausgleich der freien (oszillierenden) Massenkraft im eigentlichen Sinn nicht stattfindet, denn die Summenamplitude der Massenkraft bleibt bei dieser Art des Massenausgleichs unverändert.

Bislang wurde der Einfluss des realen Pleuels ausgeklammert, weil das Pleuel als unendlich lang angenommen wurde. Bevor wir aber zum echten Ausgleich der Massenkräfte beim Einzylindermotor kommen, muss dieser Einfluss noch betrachtet werden. Wie schon erwähnt, berücksichtigt die Berechnungsgleichung für die oszillierende Massenkraft die reale Pleuellänge durch den Ausdruck $\lambda \cos 2\alpha$ (Gl. 3.24). Bei üblichen Pleuellängen in ausgeführten Motoren erhöht sich die Massenkraft gegenüber dem unendlich langen Pleuel um ca. 25 %. Weiterhin geht der Kurbelwinkel α in die Massenkraftberechnung mit dem Faktor 2 ein. Wir führen als Abkürzung für die Kraftamplitude in Gl. 3.24 den Ausdruck

$$A = m_{\mathrm{k}} \cdot r \cdot \omega^2 \tag{3.25}$$

ein und formen Gl. 3.24 um in

$$\begin{aligned} F_{\mathrm{osz}} = & A \cos \alpha \quad + \lambda \cdot A \cdot \cos 2\alpha \\ & \text{I. Ordnung} \quad \text{II. Ordnung} \end{aligned} \tag{3.26}$$

Die oszillierende Massenkraft setzt sich beim realen Motor also aus zwei Komponenten zusammen, die wir *oszillierende Massenkraft I. Ordnung* und *oszillierende Massenkraft II. Ordnung* nennen. Diese Bezeichnungen leiten sich aus der Reihenentwicklung der Bewegungsgleichung für den Kolben ab. Sie kennzeichnen, dass die Massenkraft bei der ersten Ordnung mit dem Kurbelwellendrehwinkel und bei der II. Ordnung mit dem doppelten Drehwinkel (2α) bzw. mit doppelter Frequenz umläuft.

Die zweite Ordnung hat Konsequenzen für den Massenausgleich mittels Gegengewicht, wie er in Abb. 3.52 dargestellt ist. Da die Y-Komponente der Fliehkraft am Ausgleichsgewicht eine Cosinusfunktion des Kurbelwinkel α ist, die zweite Ordnung aber mit doppeltem Kurbelwinkel umläuft (2α), kann diese durch das Gegengewicht nicht beeinflusst oder ausgeglichen werden. Für den Massenausgleich II. Ordnung müsste ein Gegengewicht ebenfalls mit *doppeltem* Kurbelwinkel (= doppelter Drehzahl) umlaufen. Für den Einzylindermotor lautet daher das Gesamtergebnis unserer Betrachtungen:

- Der Einzylindermotor ist mittels eines einfachen Gegengewichts an der Kurbelwelle bezüglich der Massenkräfte I. und II. Ordnung nicht ausgleichbar. Bei der I. Ordnung gelingt ein teilweiser Ausgleich, der aber eine neue Kraftkomponente quer zur Kurbelwelle hervorruft.

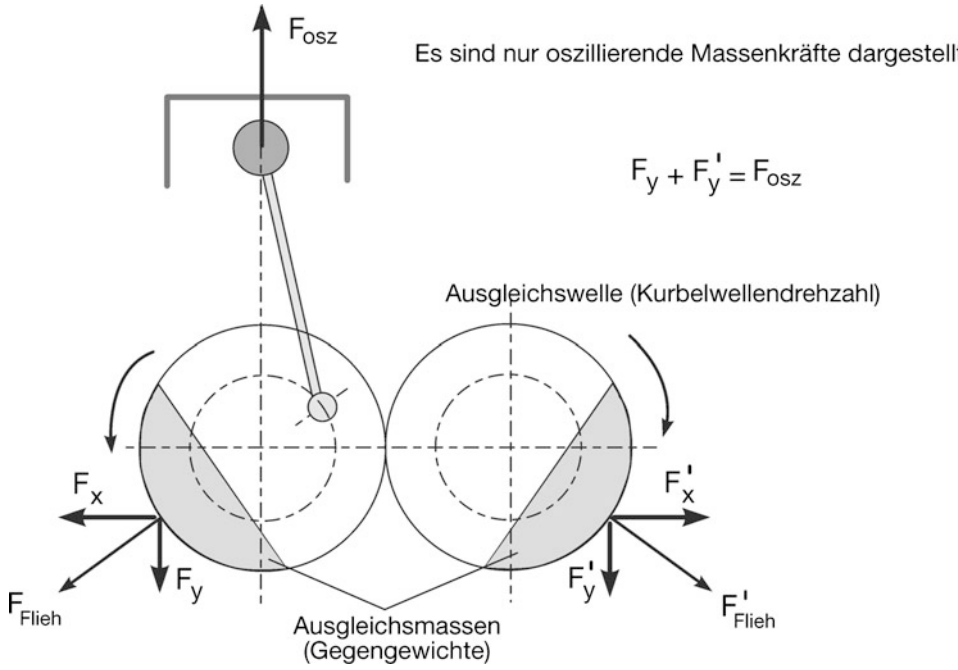


Abb. 3.54 Massenkräfte und Ausgleich I. Ordnung beim Einzylindermotor mit Ausgleichswelle

Einen echten Ausgleich für die Massenkräfte *I. Ordnung* bietet ein Bauprinzip, wie es in Abb. 3.54 dargestellt und bei modernen Einzylinderkonstruktionen weit verbreitet ist. Gegensinnig zur Kurbelwelle rotiert im Motor eine Ausgleichswelle mit einer Unwuchtmasse. Diese ist so ausgelegt, dass die entstehende, senkrechte Fliehkraftkomponente gerade 50 % der oszillierenden Massenkraft ausgleicht. Die verbleibenden 50 % werden durch das Gegengewicht an der Kurbelwelle ausgeglichen. Die waagerechten Komponenten der Fliehkräfte an Kurbelwelle und Ausgleichswelle sind jeweils entgegengesetzt und heben sich damit auf.

Abb. 3.55 zeigt die konstruktive Verwirklichung dieses Massenausgleichs am Beispiel eines Einzylindermotors. Ein Nachteil dieser Lösung mittels einer Ausgleichswelle ist das unausgeglichene Massenmoment, das durch den Abstand zwischen Ausgleichswelle und Zylinderachse entsteht. Die Ausgleichswelle ist daher so anzuordnen, dass dieser Abstand und damit der Hebelarm a für das Moment möglichst gering wird. Soll das Entstehen eines Massenmomentes vermieden werden, muss man die Ausgleichsmassen auf zwei Ausgleichswellen mit je 25 % Massenausgleich verteilen und diese symmetrisch zur Zylinderachse anordnen, Abb. 3.56. Der Platzbedarf für zwei Wellen und der konstruktive Aufwand für den Antrieb sind jedoch erheblich, weil beide Wellen zueinander gleichsinnig, aber gegensinnig zur Kurbelwelle rotieren müssen.

Unausgeglichen bleibt bei allen Systemen immer noch die Massenkraft II. Ordnung. Obwohl sie wegen der höheren Frequenz der resultierenden Vibrationen häufig als sehr störend empfunden wird, verzichtet man beim Einzylindermotor auf diesen Ausgleich, weil

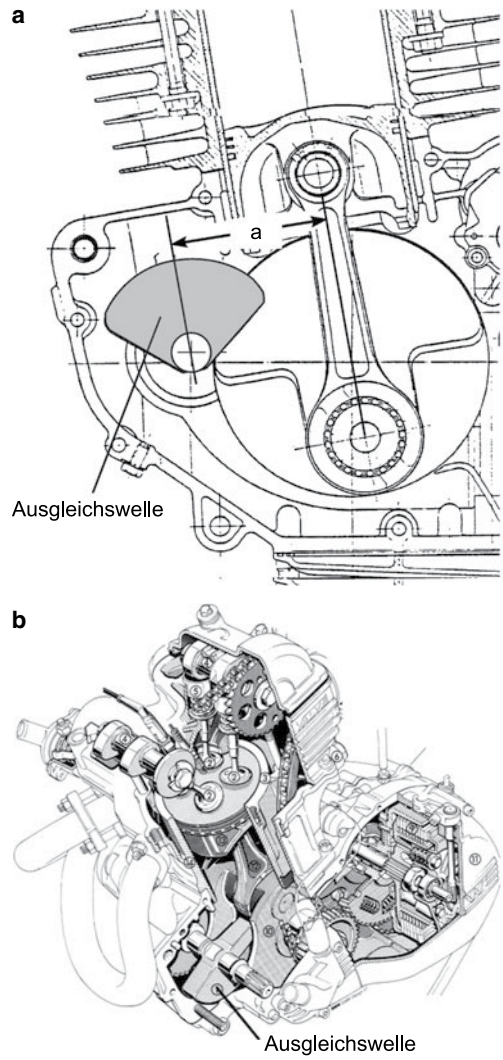


Abb. 3.55 Konstruktive Lösung zum Massenausgleich I. Ordnung beim Einzylindermotor

sie betragsmäßig nur etwa 1/4 der Massenkraft I. Ordnung ausmacht. Wollte man die Massenkraft II. Ordnung ebenfalls ausgleichen, brauchte man zwei weitere Ausgleichswellen im Motor, die mit doppelter Kurbelwellendrehzahl rotieren müssten, um Fliehkräfte doppelter Frequenz zu erzeugen. Der Aufwand für diesen Vollausgleich mit dann insgesamt vier Ausgleichswellen wäre größer als der Bau eines Zweizylindermotors, bei dem ein weitgehender Massenausgleich allein durch die Bauart erreichbar ist.

Es sei an dieser Stelle auch erwähnt, dass die zusätzlichen Wellen nicht nur das Motorgesamtgewicht erhöhen, sondern aufgrund ihres Massenträgheitsmoments auch das dynamische Ansprechverhalten des Motors (trägeres Hochdrehen) verschlechtern und damit das Beschleunigungsvermögen (Abschn. 2.2.2). Zudem erzeugen die mit hoher Drehzahl im

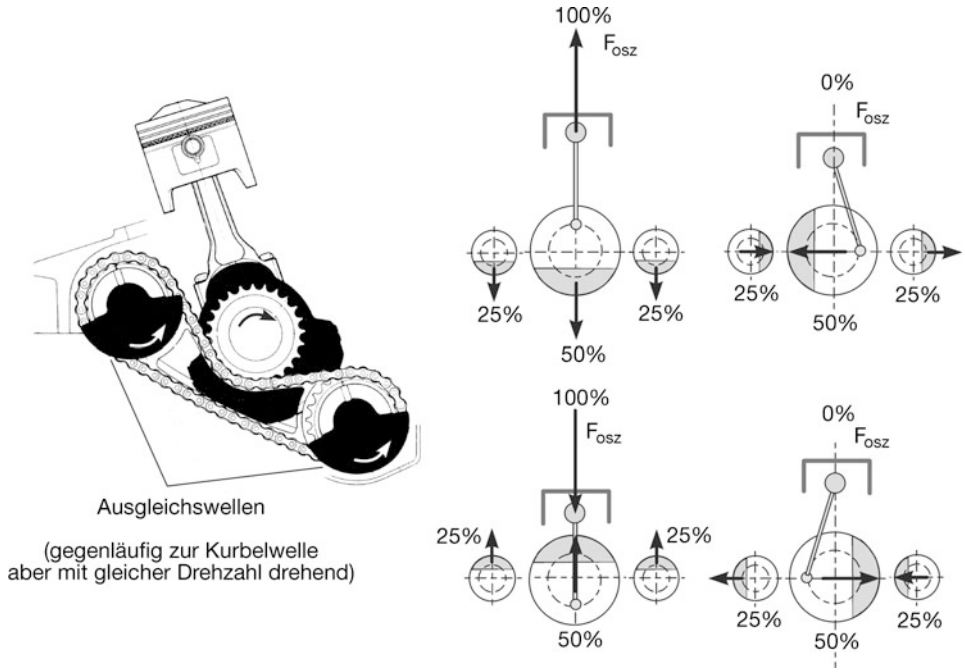


Abb. 3.56 Massenausgleich I. Ordnung mit zwei Ausgleichswellen beim Einzylindermotor

Motor rotierenden Wellen einen erheblichen Ventilationswiderstand und vermindern damit die effektive Motorleistung.

Beim Zweizylindermotor bietet sich die Möglichkeit, durch einen Versatz der Hubzapfen die oszillierenden Massen zu kompensieren. Die entsprechenden Kraftverhältnisse sind in Abb. 3.57 dargestellt.

Durch gegenüberliegende Kurbelwellenkröpfungen (Versatz von 180°) wird erreicht, dass die Kolben entgegengesetzte Laufrichtungen haben. Dadurch bekommen die oszillierenden Massenkräfte I. Ordnung gegensinnige Richtungen und heben sich auf. Da aber nach Abb. 3.47 und Gl. 3.24 die oszillierenden Massenkräfte zwischen Aufwärts- und Abwärtsgang des Kolbens unterschiedlich sind, gelingt der Ausgleich nicht vollständig, und es bleibt eine kleine, allerdings unbedeutende, Restkraft übrig.

Eine Massenwirkung nach außen ergibt sich aber dennoch, weil die oszillierenden Massenkräfte (Kräftepaar) infolge des Zylinderabstandes *a* (Hebelarm) ein Drehmoment erzeugen, das den gesamten Motor um eine senkrecht zur Kurbelwelle verlaufende Achse zu drehen versucht. Dieses *Massenmoment I. Ordnung* läuft mit Kurbelwellendrehzahl um und führt ebenso wie eine freie Massenkraft zu einer Schwingungsanregung am Motorrad. Dieses Moment ist mit Gegengewichten nicht ausgleichbar, daher ist ein möglichst geringer Zylinderabstand anzustreben, um über einen kleinen Hebelarm das Moment zu minimieren. Die im Bild gezeichneten Gegengewichte an der Kurbelwelle werden beim Zweizylindermotor benötigt, um das Moment, das sich aus den *rotierenden* Massenkräften (nicht

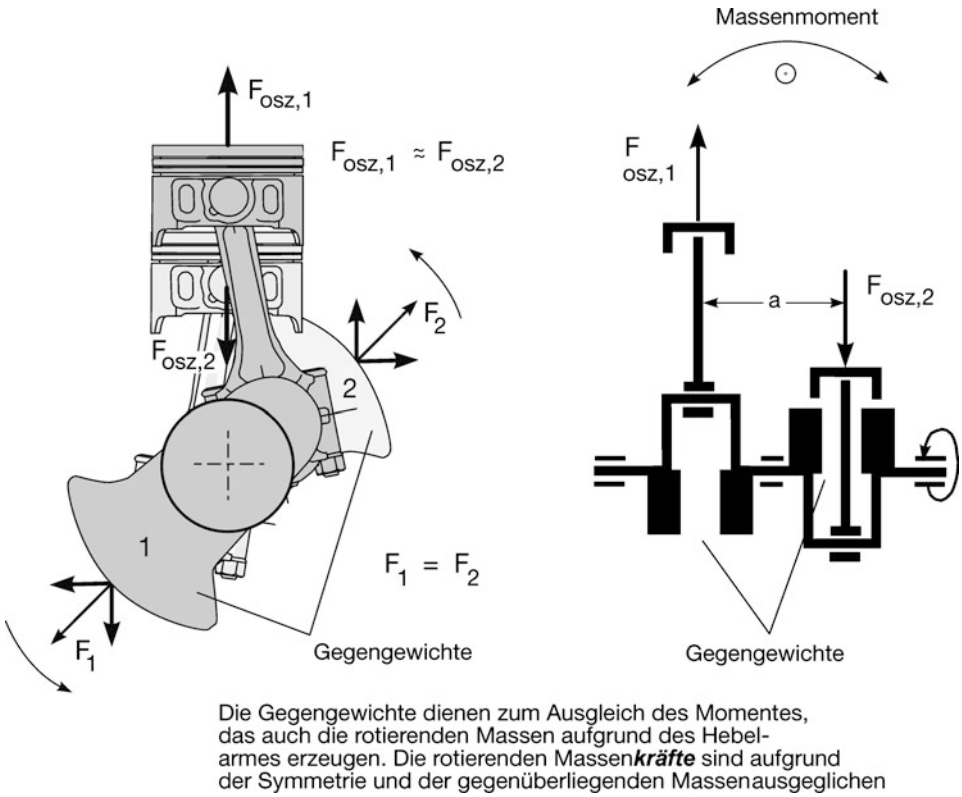


Abb. 3.57 Oszillierende Massenkräfte beim Zweizylindermotor mit 180°-Kröpfung

eingezeichnet) ergibt, auszugleichen. Die rotierenden Massenkräfte selbst sind ja durch den Hubzapfenversatz ausgeglichen, nicht aber deren Momente. Die Gegengewichte verringern auch die Kräfte in den Kurbelwellenhauptlagern und die Biegebeanspruchung der Kurbelwelle. Denn ohne Gegengewichte würden die Kräfte aus den rotierenden Massen über die Lagerstellen der Kurbelwelle geleitet, während sie mit Gegengewichten am Entstehungsort kompensiert werden.

Am Beispiel des Zweizylindermotors soll nun das sehr anschauliche Verfahren der Zeigerdarstellung zur Ermittlung der Massenkräfte bei Mehrzylindermotoren erläutert werden. Damit können auf einfache Weise auch die Massenkräfte II. Ordnung betrachtet werden. Es kann angewendet werden bei allen gebräuchlichen *Reihen*motoren mit einem Hubzapfen für jeden Zylinder. Dem Verfahren liegt zugrunde, dass man sich jeden Mehrzylindermotor auch zusammengesetzt aus separaten Einzylindertriebwerken vorstellen kann. Man trägt die Massenkräfte nacheinander für jedes Einzeltriebwerk in Zylinderachsrichtung auf, verdreht dabei aber die Kraftrichtungen des jeweils nächsten Zylinders um den Winkel, den seine Kurbelkröpfung gegenüber dem ersten Zylinder versetzt ist. Abb. 3.58 veranschaulicht diese Vorgehensweise, die oft auch „Aufzeichnen des Kurbelsterns“ genannt wird.

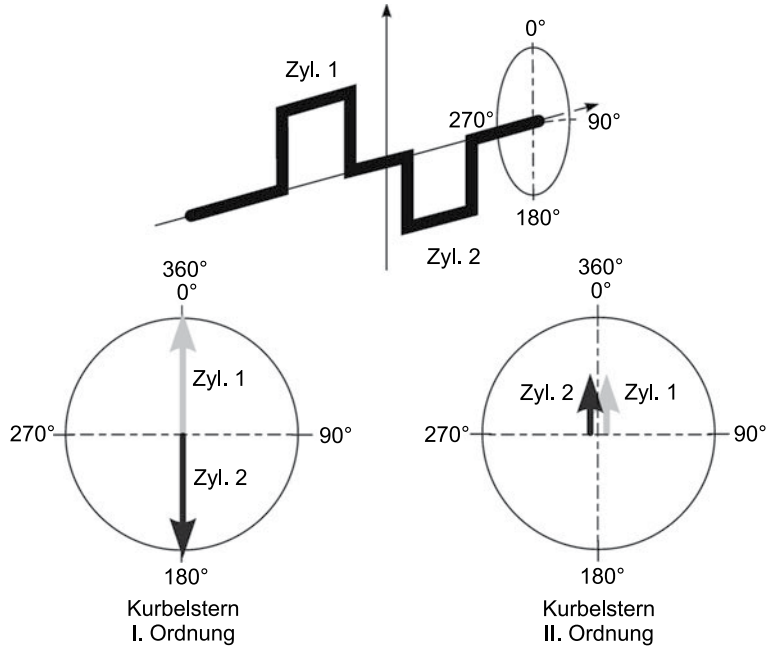


Abb. 3.58 Kurbelstern des Zweizylindermotors mit 180°-Kröpfung

Man zeichnet in einen Kreis die Kurbelwellenkröpfungen aller Zylinder mit ihren Winkelabständen bezogen auf den ersten Zylinder ein. Begonnen wird bei 0° mit dem ersten Zylinder. Pfeile in Richtung der Kurbelwellenkröpfung symbolisieren die Massenkräfte I. Ordnung (Kraftvektoren).[12] Die Überlagerung der Richtungspfeile ergibt dann die gesamte freie Massenkraft I. Ordnung, die nach außen wirkt. Im gezeichneten Beispiel des Zweizylindermotors mit 180° Kurbelwellenkröpfung müssen also zwei Richtungspfeile genau entgegengesetzt eingetragen werden. Sie heben sich auf, d. h. der vorliegende Zweizylindermotor hat keine freien Massenkräfte I. Ordnung.

Analog zur I. Ordnung werden zur Bestimmung der freien Massenkräfte II. Ordnung wiederum Richtungspfeile für die Kurbelwellenkröpfungen eingetragen. Weil aber die Massenkräfte II. Ordnung mit doppeltem Kurbelwinkel umlaufen, müssen jetzt die Winkel zwischen den Kröpfungen verdoppelt werden. Das heißt in unserem Beispiel, dass der Richtungspfeil für die erste Kröpfung bei 0° bleibt ($2 \cdot 0° = 0°$), der der zweiten Kröpfung aber bei 360° ($2 \cdot 180° = 360°$) eingetragen werden muss. Als Resultat aus der Überlagerung ergibt sich, dass dieser Zweizylindermotor eine doppelt so große freie Massenkraft

[12] Da in der Regel die oszillierenden Massen bei allen Zylindern gleich groß sind, sind auch die Pfeillängen gleich, so dass die Beträge der Massenkraft normalerweise keine Rolle spielen. Der erläuterte Unterschied zwischen Auf- und Abwärtsbewegung des Kolbens, der beim vorliegenden Zweizylindermotor für eine Restkraft sorgt, wird meist vernachlässigt.

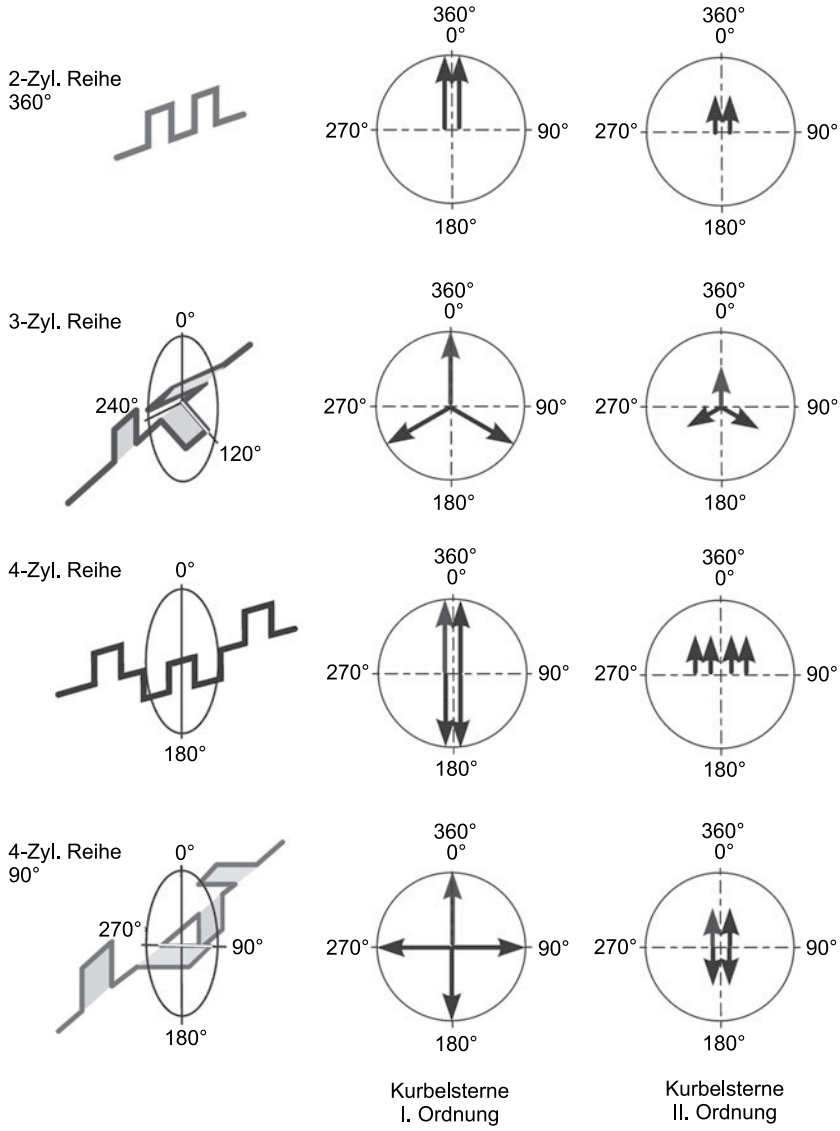


Abb. 3.59 Kurbelsterne und freie Massenkräfte für Zwei-, Drei- und Vierzylindermotoren

II. Ordnung aufweist, wie das entsprechende Einzeltriebwerk. Wegen der gleichen Richtung der Massenkräfte II. Ordnung ist das resultierende Moment aus beiden Kräften Null.

Die weitere Anwendung dieses Verfahrens für die gebräuchlichsten Reihenmotoren beim Motorrad sowie die Ergebnisse bezüglich der freien Massenkräfte zeigt Abb. 3.59. Mit den unterschiedlichen Richtungspfeillängen für die I. und II. Ordnung wird in der Darstellung berücksichtigt, dass die Massenkräfte II. Ordnung entsprechend dem Faktor λ nur etwa 25 % der Massenkräfte I. Ordnung betragen. Wie man sieht, weist der beim Motorrad weit

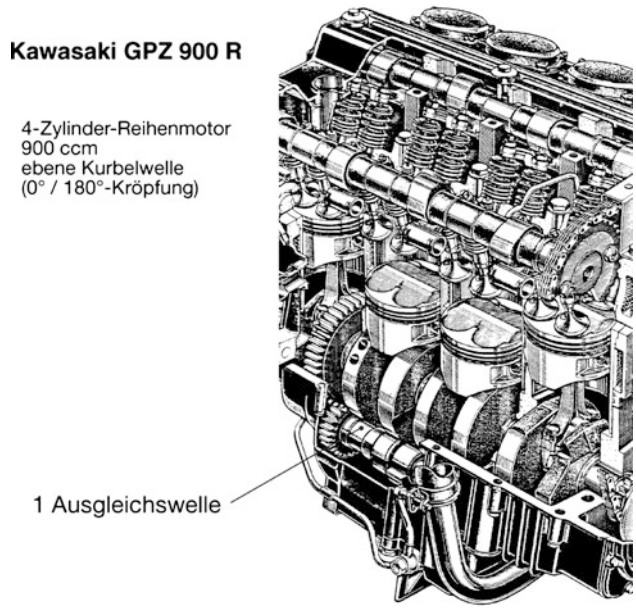


Abb. 3.60 Teilweiser Ausgleich der Massenkräfte II. Ordnung beim Vierzylinderreihenmotor durch eine Ausgleichswelle

verbreitete Vierzylinderreihenmotor die vierfache Massenkraft II. Ordnung des Einzeltriebwerks auf. Dies resultiert aus der gleichen Richtung der Einzelkräfte der Zylinder. Die Massenkraft II. Ordnung wird damit nach außen deutlich spürbar. Die aus dieser Kraftanregung resultierenden Vibrationen in Lenker und Fußrasten des Motorrades werden als besonders unangenehm empfunden, weil sie im Vergleich zur I. Ordnung eine höhere Frequenz aufweisen. Hinzu kommt, dass Vierzylindermotoren in der Regel hochdrehend ausgelegt werden, was von Haus aus hohe Massenkräfte hervorruft, weil die Drehzahl in die Berechnung der Massenkräfte quadratisch eingeht, vgl. Gl. 3.24.

Für derartige Motoren ist es daher äußerst wichtig, die Kurbeltriebsbauteile leicht zu gestalten und das Pleuelstangenverhältnis klein zu halten durch kurzen Hub und große Pleuellänge.

Für heutige Komfortansprüche sind Ausgleichswellen nahezu unverzichtbar. Da diese unwuchtigen Wellen mit doppelter Drehzahl rotieren müssen, kann man sich einen Teilausgleich überlegen, um die Lagerkräfte für diese Wellen und damit die Dimensionierung und den Platzbedarf klein halten zu können, Abb. 3.60.

Wegen des Abstands zwischen Ausgleichswelle und Zylinderachse wird wiederum ein freies Massenmoment zweiter Ordnung erzeugt. Das kann nur eliminiert werden, wenn zwei Ausgleichswellen verwendet werden, die beidseitig und symmetrisch zur Kurbelwelle angeordnet werden, Abb. 3.61. Mit zwei Wellen heben sich auch die Horizontalkomponenten der Fliehkraft, die jede Ausgleichswelle erzeugt, auf.

Eine elegante Lösung für den Massenausgleich beim 4-Zylinderreihenmotor bietet die nicht-ebene Kurbelwelle mit 90°-Kröpfung. Wie in Abb. 3.59 gezeigt, ist dieser Motor bezüglich der Massenkräfte I. und II. Ordnung vollständig ausgeglichen. Trotzdem wird

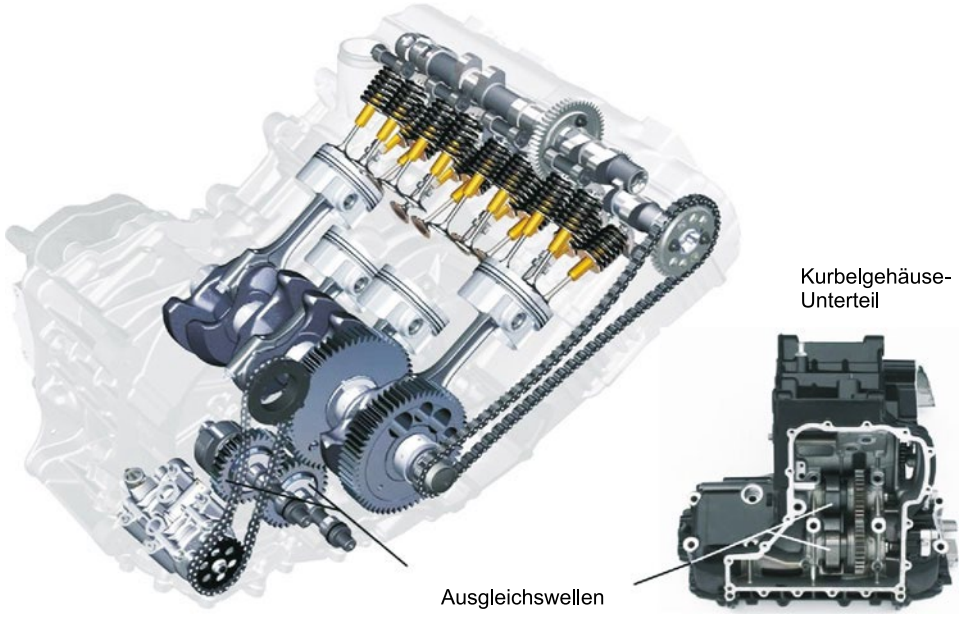


Abb. 3.61 Vollständiger Ausgleich der Massenkräfte II. Ordnung beim Vierzylinderreihenmotor durch zwei Ausgleichswellen

diese Bauart im allgemeinen nicht für Serienmotoren verwendet, weil sie beim Viertakter einen ungleichmäßigen Zündabstand erzwingt. Dieser hat einen ungleichmäßigen Drehkraftverlauf mit tendenziell ungünstiger Drehschwingungsanregung der Kurbelwelle zur Folge. Die Auswirkungen auf den Ladungswechsel hängen von der strömungsmechanischen Gesamtauslegung ab und müssen nicht zwingend nachteilig sein. Es wurde behauptet, dass der ungleichmäßige Drehkraftverlauf im Extremeinsatz (MotoGP) eine bessere Dosierbarkeit der Leistung ermöglicht und den Hinterradreifen weniger beansprucht. Jedenfalls hatte *YAMAHA* dieses Motorprinzip („big bang motor“) sehr erfolgreich im Rennmotorrad M1 für die MotoGP eingesetzt und für das Modelljahr 2009 auch in seinen Straßen-Supersportler YZF-R1 übernommen, siehe Abschn. 3.7.

Der eingangs behandelte Zweizylindermotor mit 180°-Kröpfung hat übrigens ebenfalls einen ungleichmäßigen Zündabstand für die beiden Zylinder (180° und danach 540°). Deshalb werden Zweizylinderreihenmotoren (bei Viertaktern) manchmal auch als so genannte Paralleltwins mit gleichläufigen Kolben (Kröpfungs- und gleichmäßiger Zündabstand von 360°) gebaut, trotz der damit verbundenen Nachteile für den Massenausgleich. Die klassischen englischen und italienischen Twins (z. B. *NORTON*, *TRIUMPH*, *LAVERDA*) bevorzugten diese Bauart bis in die 1970er bzw. 1980er-Jahre und auch *YAMAHA* verwendete dieses Prinzip in der XS 650. Vor einigen Jahren griff *BMW* bei der in 2006 vorgestellten F 800 wieder auf die Bauweise des Paralleltwins zurück. Für den Massenausgleich entwickelte das Unternehmen die im Serien-Motorradbau einzigartige Lösung mit einem

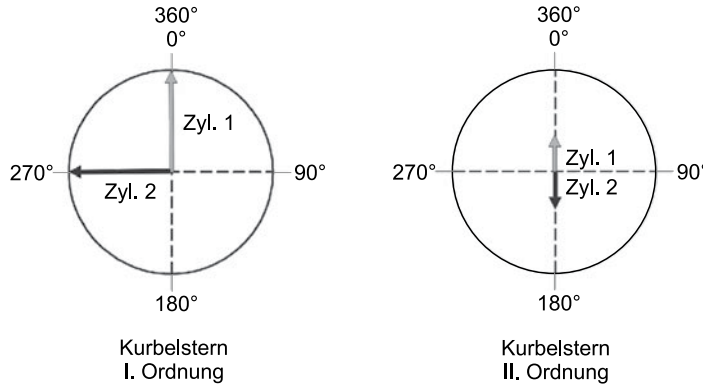


Abb. 3.62 Ausgleich der Massenkräfte bei einem Kurbelversatz von 270° (*YAMAHA* TDM 850)

Schwenkpleuel, Abb. 3.71. Diese Bauart und die resultierenden Vorteile werden später in diesem Kapitel noch näher erläutert.

Mit einem Kompromiss versuchte *YAMAHA* im Modell TDM 850 erstmals den Zielkonflikt zwischen Massenausgleich und Zündabstand beim Zweizylinder-Reihenmotor zu lösen. Die Hubzapfen sind bei diesem Motor um 90° versetzt angeordnet (bzw. um 270° im Uhrzeigersinn gezählt). Dadurch ergeben sich gewissermaßen jeweils nur die „halben" Massenkräfte erster Ordnung gegenüber dem Paralleltwin (wenn ein Zylinder im OT steht, befindet sich der andere bei 90°, d. h. seine Massenkraft ist dann Null). Die Massenkräfte zweiter Ordnung sind bei dieser Kröpfungsanordnung ausgeglichen, Abb. 3.62. Der Zündabstand bleibt zwar ungleichmäßig, verringert sich aber jeweils um 90°, d. h. der Zündungsversatz beträgt 270 und 450°. In modernen Konstruktionen werden auch die Motoren mit 270°-Versatz mit einer Ausgleichswelle versehen.

Die *Massenmomente* können mit dem Kurbelstern allein nicht ermittelt werden, weil zusätzlich die räumliche Lage der Kraftvektoren bekannt sein muss. Dies ist nur bei ebenen Kurbelwellen einfach. Bei nichtebenen Kurbelwellen mit mehr als drei Zylindern wird die Vektoraddition im Raum und deren zeichnerische Darstellung aufwändig. Daher entnimmt man die freien Massenmomente, wie auch die freien Massenkräfte, üblicherweise aus entsprechenden Tabellen [3.9, 3.10].

Massenmomente lassen sich analog zu den Kräften mittels Ausgleichswellen eliminieren. Ein Ausführungsbeispiel für den Momentenausgleich bei einem Dreizylindermotor mit 120° Kröpfungswinkel zeigt Abb. 3.63.

Das Massenmoment I. Ordnung wird durch eine unterhalb der Kurbelwelle liegende Welle mit zwei versetzten Gegengewichten, die ein gegensinniges Moment erzeugen, vollständig ausgeglichen. Das (kleinere) Massenmoment II. Ordnung bleibt unbeeinflusst. Das Gesamtgewicht des Motors wird durch die Ausgleichswelle bei dieser Konstruktion übrigens nur unwesentlich erhöht, weil diese zugleich als Abtriebswelle dient, die das Drehmoment von der Kurbelwelle an die Kupplung weiterleitet.

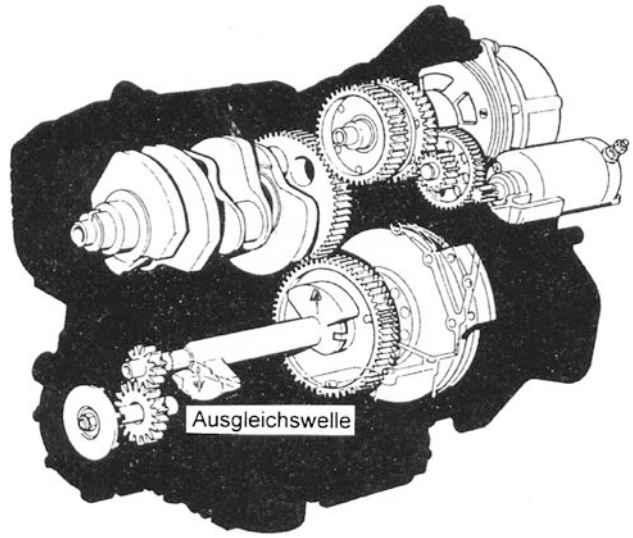


Abb. 3.63 Ausgleich des Massenmomentes I. Ordnung beim Dreizylinder-Reihenmotor

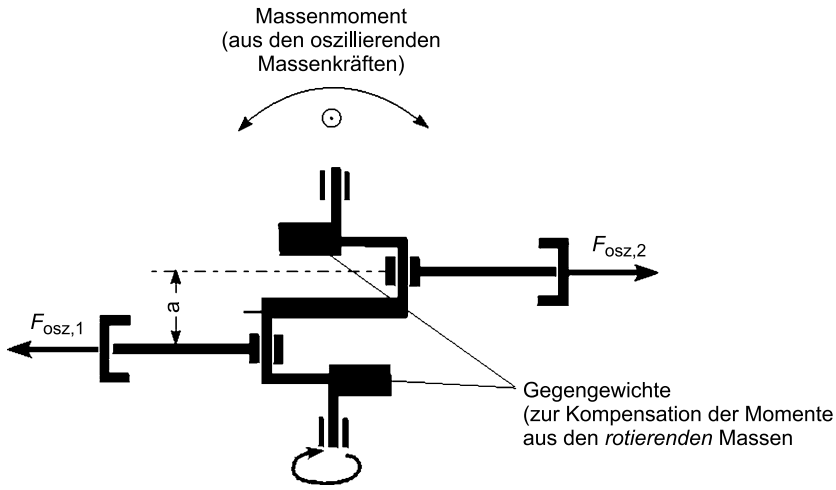


Abb. 3.64 Kräfte und Momente beim Zweizylinder-Boxermotor

Neben den bisher ausschließlich behandelten Reihenmotoren sind im Motorradbau auch Motoren mit auseinanderliegenden Zylindern, vorzugsweise in Boxer- und V-Anordnung, weit verbreitet. Für diese ist die unmittelbare Angabe von freien Massenkräften und Massenmomenten anhand der Kurbelsterne nicht möglich, sondern es muss jeweils die Zylinderanordnung berücksichtigt werden. Für die Motorbauarten Zweizylinder-Boxermotor und Zweizylinder-V-Motor sollen daher die Massenkräfte und Massenmomente näher betrachtet werden.

Der Zweizylinder-Boxermotor, Abb. 3.64, weist mit 180° Kröpfungswinkel der Kurbelwelle gleiche Verhältnisse wie der Zweizylinderreihenmotor auf. Nur laufen durch die

gegenüberliegenden Zylinder beide Kolben gleichsinnig, – beide bewegen sich gleichzeitig zum OT hin oder vom OT weg – aber mit genau entgegengesetzter Kraftrichtung. Den Zweizylinder-Boxermotor kann man sich daher auch zusammengesetzt aus zwei Einzylindermotoren denken, die gegenüberliegend angeordnet wurden. Infolge dieser Anordnung sind alle auftretenden Kräfte am Einzeltriebwerk spiegelsymmetrisch zur Kurbelwellenachse und heben sich damit vollständig auf.

Der Zweizylinder-Boxermotor hat damit keine freien Massenkräfte I. und II. Ordnung. Durch den Zylinderversatz erzeugen die Kräfte am Einzeltriebwerk jedoch Massen*momente* I. und II. Ordnung. Da die gegenüberliegende Anordnung der Zylinder aber nur einen Versatz um die Pleuelbreite und die Breite der Mittelwange der Kurbelwelle erfordert, sind die Massenmomente erheblich kleiner als beim Zweizylinderreihenmotor. Ein drittes Lager (Mittellager) ist daher für den Zweizylinder-Boxermotor nicht nur wegen der größeren Baulänge ungünstig, es vergrößert unnötig den Zylinderversatz und damit die Massenmomente. Die gestiegenen Komfortansprüche der Kunden führten bei *BMW* zu der Überlegung, auch beim Boxermotor eine Ausgleichswelle zur weitgehenden Tilgung der Massenmomente erster Ordnung einzuführen. Für die Boxer der neuen Generation (R 1200 GS) wurde eine einfallsreiche und besonders Platz sparende Lösung gefunden, Abb. 3.65.

Die Ausgleichswelle läuft innerhalb der Nebenwelle (zuständig für den Ölpumpen- und Nockenwellenantrieb) und die Ausgleichsgewichte sind nach außen versetzt. Das vordere Ausgleichsgewicht ist dabei als Unwuchtmasse im Antriebszahnrad integriert. Der Antrieb (Übersetzung 1 : 1) innen liegenden Ausgleichswelle erfolgt per Zahnrad von der Kurbelwelle (die Nebenwelle wird weiterhin über eine Kette im Verhältnis 1 : 2 angetrieben).

Gegengewichte an der Kurbelwelle benötigt der Zweizylinder-Boxermotor, analog zum Reihenmotor, nur zum Ausgleich der Momente, die die *rotierenden* Massen erzeugen. Es kann aber auch das aus den *oszillierenden* Massenkräften I. Ordnung resultierende *Moment* über die Gegengewichtsgröße beeinflusst werden. Dies ist in Abb. 3.66 dargestellt (Motor ohne Ausgleichswelle). Hier wurden drei verschiedene Gegengewichtsmassen jeweils so groß gewählt, dass nicht nur die rotierenden Massen ausgeglichen werden, sondern zusätzliche Fliehkräfte in der Größe von 10 , 50 und 90 % der maximal im OT auftretenden oszillierenden Massenkräfte entstehen.

Bei Auslenkung aus dem OT ergibt sich an diesen Gewichten eine Kraftkomponente quer zur Kurbelwellenachse, und sie erzeugen über einen Kurbelwellenumlauf sowohl Momente um die Motorhochachse (Z-Achse, Ebene X-Y) als auch um die Motorquerachse (Y-Achse, Ebene X-Z). Das Diagramm stellt in einer Polarkoordinatendarstellung die Momentenverläufe um beide Achsrichtungen dar. Der geschlossene Kurvenzug entspricht dabei einer Kurbelwellenumdrehung, der radiale Abstand der Kurve vom Koordinatennullpunkt gibt den momentanen Wert des Momentes an. Beim 10 %- und beim 90 %-Ausgleich sind naturgemäß die Momente um die jeweiligen Achsen sehr ausgeprägt und erreichen hohe Spitzenwerte. Beim 50 %-Ausgleich sind die Momente um beide Achsen gleich groß, dafür sind aber die Momentenhöchstwerte um 20 bis 40 % reduziert. Durch diese geringere Anregungsamplitude können je nach Rahmenbauart, Übertragungsverhalten und Motoraufhängung die Vibrationen, die vom Motor verursacht werden, wirkungsvoll gemindert werden.

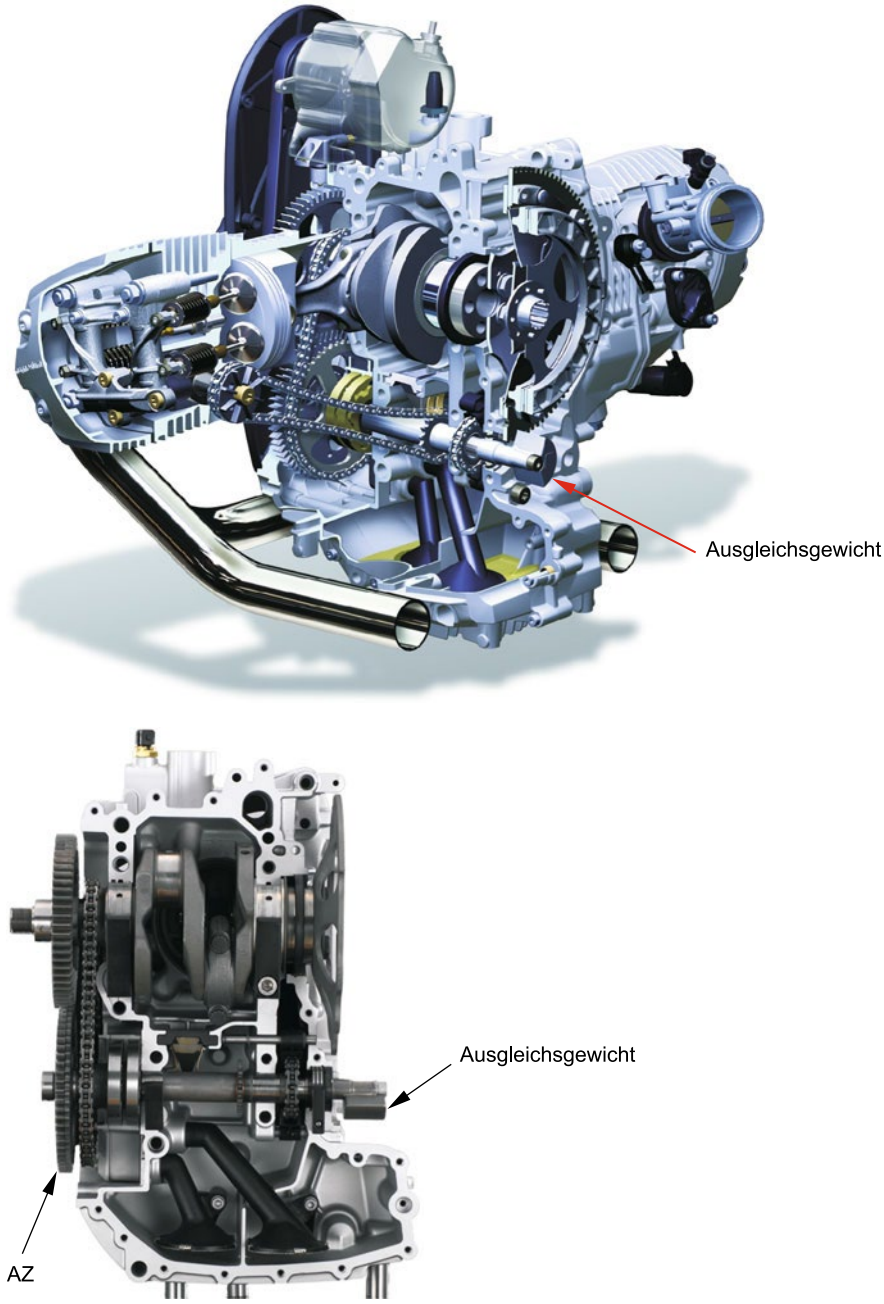


Abb. 3.65 Ausgleichswelle Zweizylinder-Boxermotor, BMW R 1200 GS. Das zweite Ausgleichsgewicht ist im Antriebszahnrad (AZ) der Welle als Unwuchtmasse integriert (BMW/Arnold Debus)

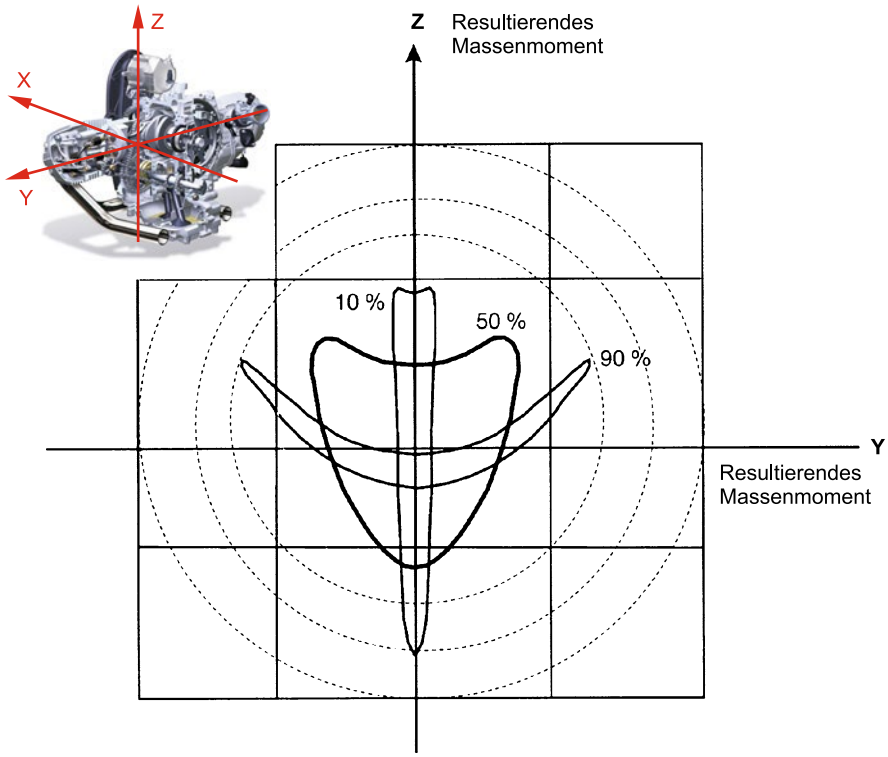


Abb. 3.66 Freie Massenmomente beim Zweizylinderboxermotor mit verschiedenen Gegengewichtsgrößen (ohne Ausgleichswelle)

Die Verhältnisse am Zweizylinder-V-Motor zeigt Abb. 3.67. Im Gegensatz zu den bisher behandelten Motoren sitzen beim V-Motor zwei Pleuel auf einem Hubzapfen, wodurch die Kolben sich gegensinnig bewegen.

Bei einem Zylinderwinkel von 90° ist die Massenkraft I. Ordnung, wie im Bild dargestellt, vollständig mittels eines Gegengewichts an der Kurbelwelle ausgleichbar. Wegen des Versatzes der Zylinderachse um lediglich eine Pleuelbreite, sind die Massenmomente bei diesem Motor unbedeutend klein, bzw. sie werden bei Motoren mit Gabelpleueln zu Null. Bei kleineren Zylinderwinkeln als 90° ist die Massenkraft beim V-Motor durch ein Gegengewicht an der Kurbelwelle nicht mehr ausgleichbar. Dennoch werden engere Zylinderwinkel (z. B. 45° bei Harley-Davidson und 60° bei Aprilia) bei längs eingebauten V-Motoren vorgesehen, weil nur damit eine raumsparende Motorbauweise möglich wird. Zur Vibrationseindämmung und Massenkrafteliminierung werden auch hier teilweise Ausgleichwellen eingesetzt. Aprilia verwendet zur Vermeidung eines neu Massenmomentes zwei Ausgleichswellen beim 60°-V-Motor der Aprilia Mille, Abb. 3.68.

Eine einfallsreiche Lösung, die einen Ausgleich der oszillierenden Massenkraft I. Ordnung trotz eines kleinen Zylinderwinkels ermöglicht, hat *HONDA* erstmals im Modell VT 500 vorgestellt, Abb. 3.69. Es handelt sich dabei um einen unechten Zweizylinder-V-Mo-

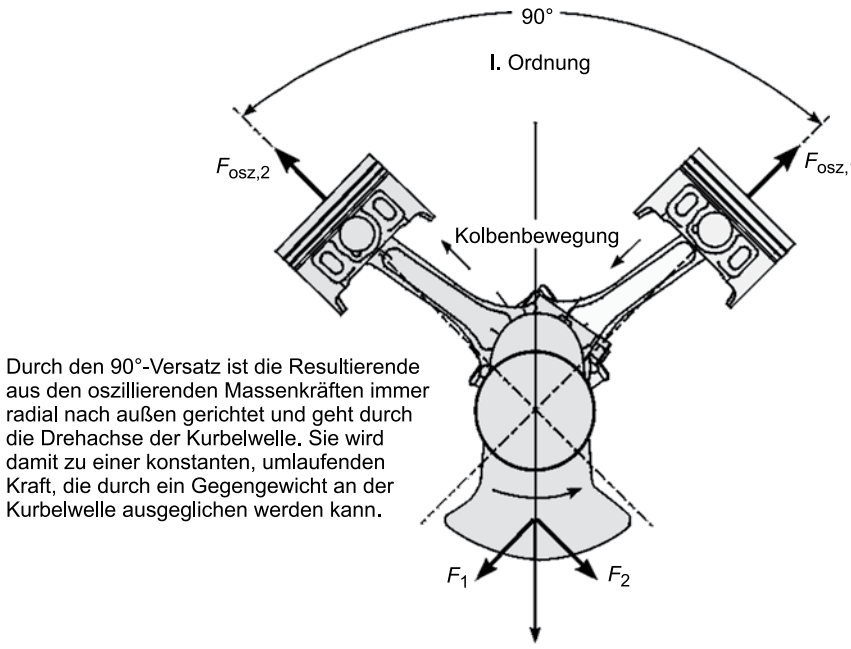


Abb. 3.67 Freie Massenkräfte beim Zweizylinder-V-Motor mit 90° Zylinderwinkel

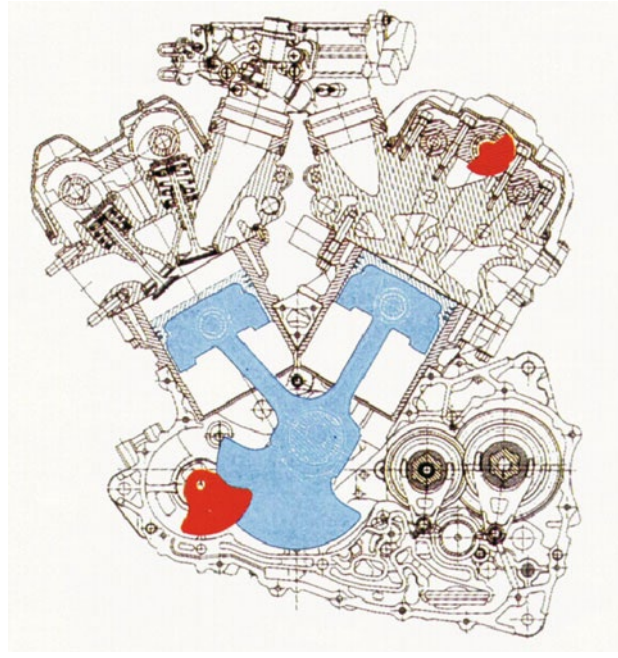


Abb. 3.68 Massenausgleich der Aprilia Mille, Zweizylinder-V-Motor mit 60° Zylinderwinkel

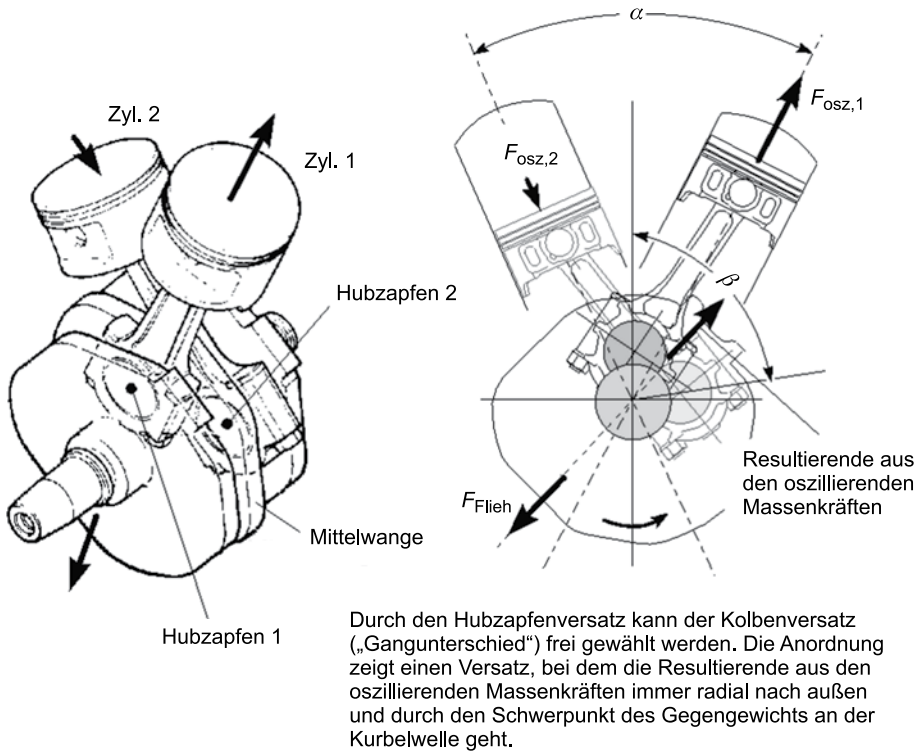


Abb. 3.69 Ausgleich der freien Massenkräfte I. Ordnung beim *HONDA* VT500 Motor

tor, mit einem eigenen Hubzapfen für jeden Zylinder. Durch den Versatzwinkel β zwischen beiden Hubzapfen kann bei vorgegebenem Zylinderwinkel α ein Gesamtmassenkraftverlauf für die erste Ordnung erzeugt werden, der einen Ausgleich durch Gegengewichte an der Kurbelwelle ermöglicht.

Anhand der Berechnungsgleichung für die Massenkraft, Gl. 3.24, kann gezeigt werden, dass sich der notwendige Versatzwinkel β bei vorgewähltem Zylinderwinkel α nach folgender, einfacher Beziehung errechnet:

$$\beta = 180^\circ - 2\alpha \tag{3.27}$$

Auf die Ableitung dieser Formel soll an dieser Stelle verzichtet werden. Der interessierte Leser kann dies anhand der angegebenen Gleichungen selber nachvollziehen.

Als letztes Beispiel für einen unkonventionellen Massenausgleich bei einem Einzylindermotor soll ein System vorgestellt werden, das die Firma *DUCATI* für einen Rennmotor verwirklicht hat. Dieser Motor, der aus der serienmäßigen DUCATI 851 mit Zweizylinder-V-Motor und 90° Zylinderwinkel entwickelt wurde, ist mit zwei Pleueln ausgerüstet, von denen eines einen Schwinghebel mit Zusatzmasse betätigt, Abb. 3.70. Diese Zusatzmasse

Das System entspricht einem 2-Zylinder-V-Motor mit 90° Zylinderwinkel, bei dem der Kolben mit seiner Geradführung durch den Schwinghebel ersetzt wurde.
Die Masse des Schwinghebels erzeugt eine radiale Kraftkomponente und aufgrund der Zwangsbewegung durch das Nebenpleuel zusätzlich eine Massenkraft in tangentialer Richtung.
Sie gleicht damit die Y-Komponente der Fliehlraft am Gegengewicht aus, wobei ihre Größe von der Momentanbeschleunigung am Nebenpleuel bestimmt wird.

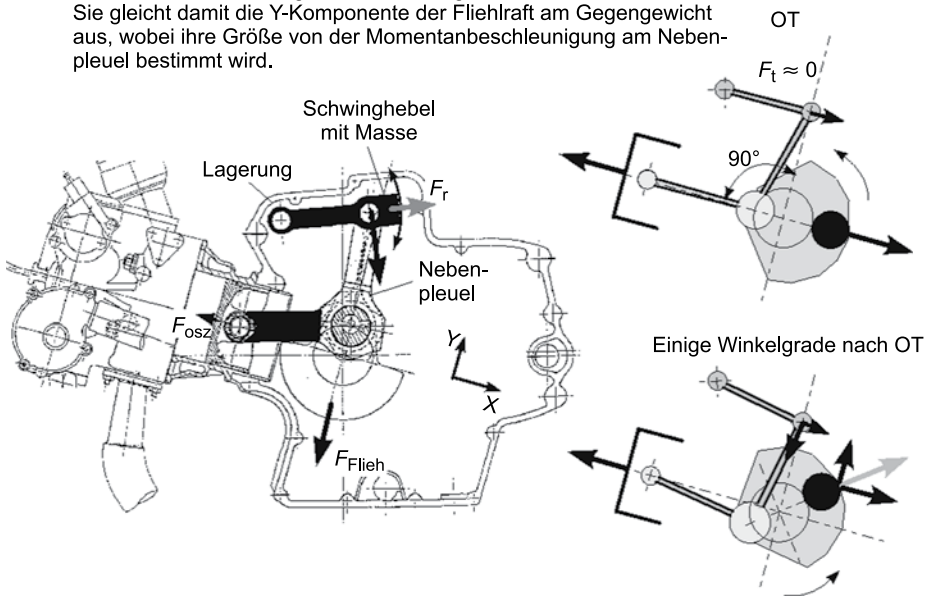


Abb. 3.70 Massenausgleich mittels Schwinghebel und Zusatzmasse beim *DUCATI* Einzylindermotor

bewegt sich auf einer Kreisbahn um den festen Lagerpunkt und erzeugt damit eine (geringe) radiale Fliehkraft und, bedingt durch die Zwangsbewegung mittels des angelenkten Pleuels, eine tangentiale Massenkraft.

Durch entsprechende Wahl von Anlenkpunkten, Hebellängen und Größe der Zusatzmasse kann das System so ausgelegt werden, dass zusammen mit dem Gegengewicht an der Kurbelwelle ein nahezu vollständiger Ausgleich der Massenkraft erzielt wird. Der Vorteil dieses Systems ergibt sich bei dem *DUCATI*-Motor vor allem daraus, dass der Ausgleich nach dem Baukastenprinzip aus einem vorhandenen Motor abgeleitet werden konnte. Bauaufwand und Gewicht sind vergleichbar mit dem einer Ausgleichswelle.

BMW griff dieses Konstruktionsprinzip für seine F 800-Modelle mit Zweizylinder-Reihenmotor auf und entwickelte es für den Zweizylinder weiter, Abb. 3.71.

Der Ausgleich der oszillierenden Massenkräfte erfolgt beim BMW F 800-Motor durch ein mittig auf der Kurbelwelle geführtes Gelenksystem mit definiert angeordneten Gegengewichtsmassen: Ein um 180° zu den Hubzapfen versetzter Exzenter auf der Kurbelwelle trägt ein sogenanntes Ausgleichspleuel. Dieses Pleuel ist an eine annähernd waagerecht angeordnete Ausgleichsschwinge angelenkt. Die Kinematik ist dabei so ausgelegt, dass sich das Ausgleichspleuel gegenläufig zu den beiden Motorpleueln auf und ab bewegt. Durch die Führung über die relativ lange Schwinge wird eine annähernd geradlinige

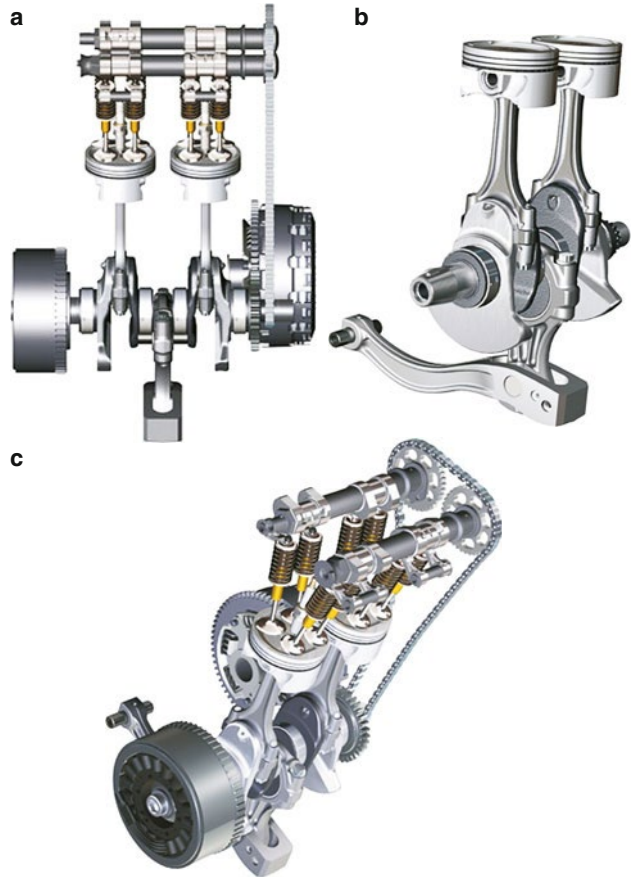


Abb. 3.71 Massenausgleich mittels Gelenksystem mit Ausgleichspleuel beim BMW F 800-Motor

Schwenkbewegung des Pleuelkopfes erreicht (genau genommen beschreibt das kleine Pleuelauge eine leicht gekrümmte Bahn). Die Massenverteilung am Pleuelkopf und Schwinge ist so gewählt, dass die aus der Schwenkbewegung resultierenden Massenkräfte in jeder Kurbelstellung den jeweiligen oszillierenden Massenkräften des Kurbeltriebs (Kolben und Pleuelanteil) entgegen wirken. Dadurch wird eine nahezu vollständige Eliminierung der Massenkräfte erster und zweiter Ordnung erzielt und ein vibrationsarmer Motorlauf erreicht. Der große Vorteil dieser eleganten Konstruktion liegt in ihrer Geräuscharmut, weil typische Antriebsgeräusche von Zahnrädern oder Ketten entfallen. Es verringern sich zudem auch die Ventilationsverluste im Kurbelgehäuse, weil der Hebel statt der vollständigen Rotation einer Ausgleichswelle nur Schwenkbewegungen ausführt.

Zum Abschluss der Betrachtungen zum Massenausgleich sind für die häufigsten Bauarten von Motorradmotoren die freien Massenkräfte- und Massenmomente in Tab. 3.5 noch einmal in übersichtlicher Form zusammengestellt. Ausführliche Tabellen sind in [3.9] und [3.10] enthalten.

Tab. 3.5 Oszillierende (freie) Massenkräfte und Massenmomente gebräuchlicher Motorbauarten für Motorräder

Zyl.-Zahl	Bauart Kröpfungswinkel	Massenkraft I. Ordnung	Massenkraft II. Ordnung	Massenmoment I. Ordnung	Massenmoment II. Ordnung
1	–	Ja	Ja	Nein	Nein
2	Reihe 180°	Nein	Ja	Ja	Nein
2	Reihe 270°	Ja	Nein	Ja	Ja
2	Reihe 360°	Ja	Ja	Nein	Nein
2	Boxer	Nein	Nein	Ja	Ja
2	*V* 90°	Ja, aber durch Gegengewicht ausgleichbar	Ja	Nein, bzw. vernachlässigbar klein	Nein, bzw. vernachlässigbar klein
2	*V* 45°	Ja	Ja	Nein	Nein
3	Reihe 120°	Nein	Nein	Ja	Ja
4	Reihe 180°	Nein	Ja	Nein	Nein
4	Reihe 90°	Nein	Nein	Ja	Ja
4	Boxer	Nein	Nein	Nein	Ja
4	*V* 90°	Ja, aber durch Gegengewicht ausgleichbar	Ja	Nein, bzw. vernachlässigbar klein	Nein, bzw. vernachlässigbar klein

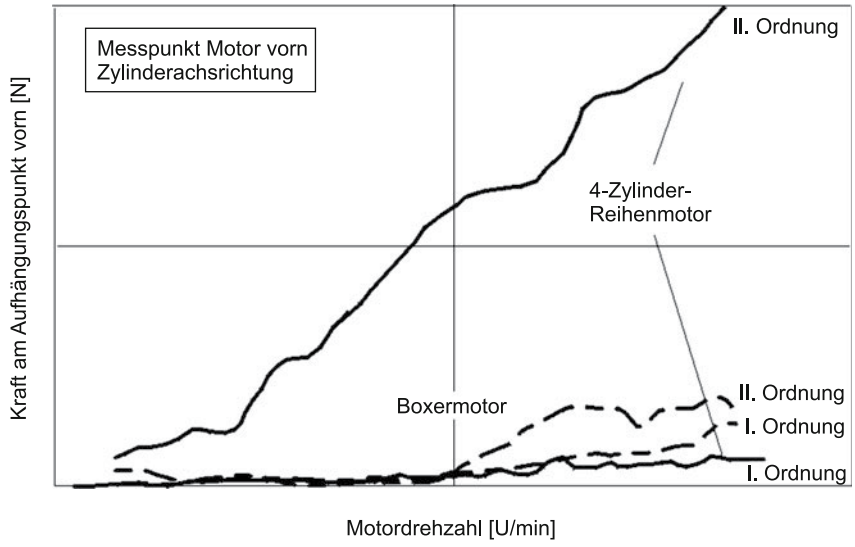


Abb. 3.72 Kräfte in den Motoraufhängungspunkten für zwei unterschiedliche Motorkonzepte

Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass der Massenausgleich für Motorradmotoren insgesamt einen größeren Stellenwert als für Automobilmotoren hat. Im Automobil kann die Einleitung der Massenkräfte und -momente in die Karosserie über speziell abgestimmte Motorlager wirkungsvoll beeinflusst werden. Zudem sind die Massenkräfte und -momente, die als Erregerkräfte für Karosserieschwingungen wirken, klein im Verhältnis zur Karosseriemasse. Beim Motorrad ist nicht nur das Verhältnis von Erregerkraft und Fahrzeugmasse ungünstiger, häufig ist auch der Motor direkt und starr mit dem Rahmen verschraubt, weil der Motor als tragendes Element bzw. zur Versteifung des Fahrwerks benutzt wird. Damit herrschen ideale Bedingungen für die Einleitung der Massenkräfte und Massenmomente in den Rahmen. Selbst Fahrwerkskonzepte, die den Motor nicht in die tragende Struktur einbinden, bieten kaum ausreichend Bauraum für eine effektive Motorlagerung. Die Entkoppelung zwischen Motor und Fahrwerk beschränkt sich meist auf simple Gummilagerungen.

Neben dem Kostengesichtspunkt (wirksame Motorlagerungen sind teuer) spielt eine weitere Rolle, dass aufgrund der größeren Drehzahlspanne eine gezielte Abstimmung der Motorlager sehr schwierig ist. Wie wirksam dagegen ein guter innerer Massenausgleich allein aufgrund der Bauart die Kräfte in den *Motoraufhängungspunkten* reduziert, zeigt ein Vergleich zwischen einem Zweizylinder-Boxermotor und einem hubraumgleichen Vierzylinderreihenmotor, jeweils ohne Ausgleichswellen, Abb. 3.72. Die Kräfte aus der II. Ordnung und damit die Schwingungsanregung in der Motoraufhängung steigen beim Reihenmotor steil an. Seine Kräfte I. Ordnung sind aufgrund von Restunwuchten im Kurbeltrieb bei höheren Drehzahlen nicht völlig verschwunden (theoretisch wären sie Null). Beim Boxermotor ergeben sich die Kräfte als Folge der freien Massenmomente I. und II. Ordnung (Pleuelversatz) sowie aus Restunwuchten.

3.6 Motorkonzeption und geometrische Grundauslegung

Wenn mit der Entwicklung eines Motorradmotors begonnen wird, liegt seine Hubraumklasse in der Regel bereits fest. Sie wird wesentlich bestimmt von der angestrebten Marktposition und vom Marktsegment, in der das Motorrad positioniert werden soll.

Bei der Wahl der Bauart spielen neben rein technischen Gesichtspunkten auch die Unternehmensphilosophie und Traditionen eine wesentliche Rolle. So wäre beispielsweise kaum denkbar, dass *BMW* auf seine Boxermotoren oder Harley-Davidson auf Zweizylinder-V-Motoren verzichtet, denn diese Motorenkonzepte sind fest in der jeweiligen Tradition der Firmen und Marken und damit auch im Bewusstsein der Stammkunden verankert.

Nachfolgend geht es um die technischen Kriterien und die Festlegung der geometrischen Grundauslegung von Motorradmotoren. Dabei erweist sich eine Betrachtung von Auslegungsdaten ausgeführter Motoren als sehr nützlich.

Abb. 3.73 zeigt in einer rückblickenden Trendanalyse wie sich die spezifischen Motorleistung („Literleistung“) seit der Wiederentdeckung des Motorrads in den 1970er-Jahren in den nachfolgenden 30 Jahren entwickelt hat. Bei grundsätzlich ähnlicher Steigerung ist bei den Motoren der Supersportmotorräder im Hubraumbereich um 600 cm^3 der größte

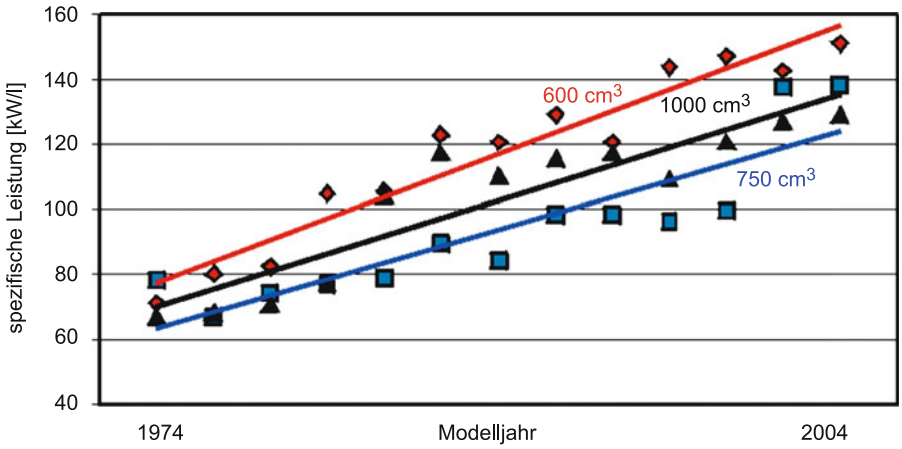


Abb. 3.73 Entwicklung der Literleistung im Zeitraum von 1974 bis 2004

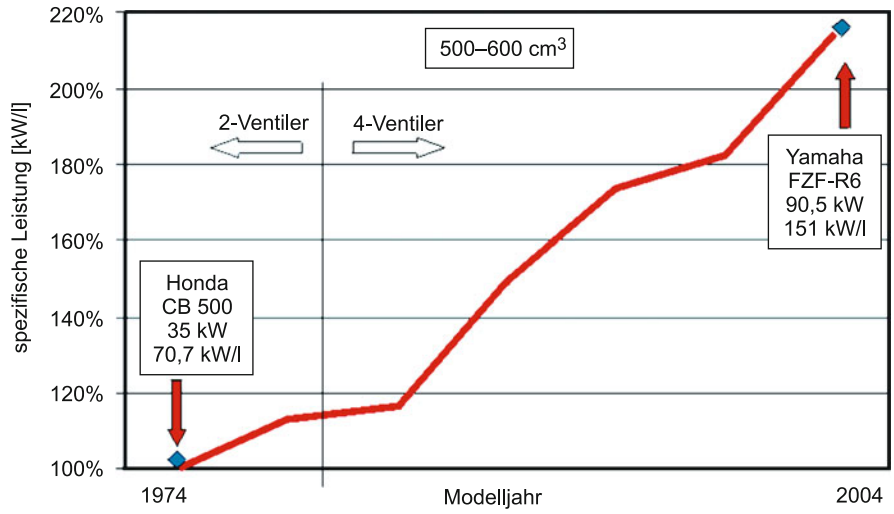


Abb. 3.74 Prozentuale Steigerung der Literleistung bei 500/600 cm^3 Motoren von 1974 bis 2004

Fortschritt erzielt worden. Die prozentuale Darstellung der Leistungszunahme bei den 600er-Motoren, Abb. 3.74, zeigt, dass deren spezifische Leistung auf mehr als das Doppelte erhöht wurde.

Mit Werten von rund 90 kW lagen die sportlichsten 600er des Modelljahres 2004 auf dem Leistungsniveau, das käufliche 500er Grand-Prix-Rennmaschinen (!) Mitte der 80er-Jahre aufwiesen. Und jene Motorräder waren teure Productionracer (Stückpreis 1987 > 60.000 €) mit Zweitaktmotoren. Diese Entwicklung ist umso erstaunlicher, weil die Grenzwerte für Geräusch- und Abgasemissionen für Serienmotorräder von Mitte beziehungsweise Ende der 80er-Jahre bis heute um mehr als die Hälfte gesenkt wurden.

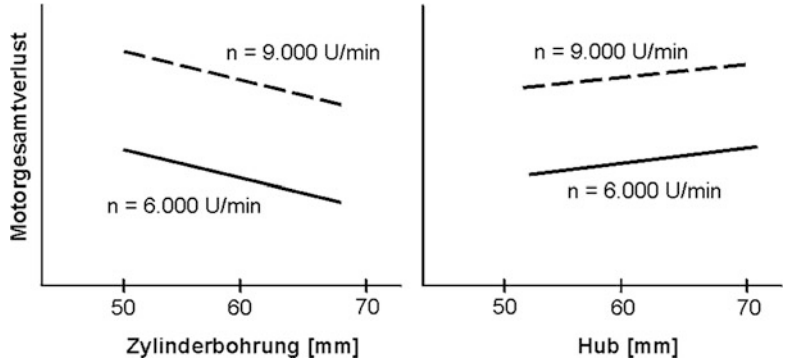


Abb. 3.75 Einfluss (schematisch) von Bohrung und Hub auf die Motorverluste. (Nach [3.18])

Der Übergang zu Vierventil-Zylinderköpfen mit ihren größeren Strömungsquerschnitten (vgl. Abschn. 3.7.3) war eine notwendige Voraussetzung für diese Entwicklung. Abb. 3.74 zeigt aber, dass zu Beginn die Vierventiler kaum höhere spezifische Leistungen als die Zweiventilmotoren aufwiesen. Erst die genauere Kenntnis des Ladungswechsels und der zunehmende Forschungs- und Entwicklungsaufwand dafür, ermöglichte die dargestellte Steigerung der spezifischen Leistung in der Neuzeit. Die seitdem bis heute erzielten weiteren Verbesserungen basieren unter anderem auf dem Einsatz der modernen Möglichkeiten zur computergestützten Berechnung und Simulation der Strömungsvorgänge im Saug- und Abgastrakt (vgl. Kap. 4).

Eine wesentliche Voraussetzung ist jedoch die konsequente Auslegung der Motoren hinsichtlich der Motormechanik und der geometrischen Grunddaten bei der Motorkonzeption. Denn die Basisauslegung des Motors, hier im Wesentlichen Hub und Bohrung beziehungsweise das Hub-/Bohrungsverhältnis, nehmen direkt und indirekt erheblichen Einfluss auf das spätere Leistungspotenzial des Motors. In den Abschn. 3.2 und 3.5 wurde bereits kurz darauf verwiesen. Die Reibleistung und damit die inneren Motorverluste nehmen mit steigendem Kolbenhub zu, da die Kolbengeschwindigkeit ansteigt. Ein kurzer Hub ermöglicht bei gleicher Motorbauhöhe lange Pleuel, die sich wiederum günstig auf die Seitenkräfte am Kolben (geringe Reibarbeit) und auf die Kolbenbeschleunigung (geringere innere Kräfte im Motor, damit leichtere Bauteile) auswirken. Eine große Bohrung schafft Platz für große Ventile im Zylinderkopf und sorgt für günstige Einströmverhältnisse. Daher ist für moderne Hochleistungsmotoren eine kurzhubige Bauweise und ein kleines Hub-Bohrungsverhältnis anzustreben. Da aus thermodynamischen Gründen der Bohrungsdurchmesser wiederum nicht zu groß werden darf, müssen Hochleistungsmotoren zwingend mehrzylindrig ausgeführt werden. Aus diesem Grunde sind bereits alle 600 cm^3-Motoren der Supersportler als Vierzylindermotoren konzipiert.

Eine von *HONDA* im Jahre 1991 veröffentlichte Studie [3.18] zeigt den prinzipiellen Einfluss der Bohrung und des Hubes auf die gesamthaften Motorverluste (Reibung, Pump- und weitere innere Verluste), Abb. 3.75.

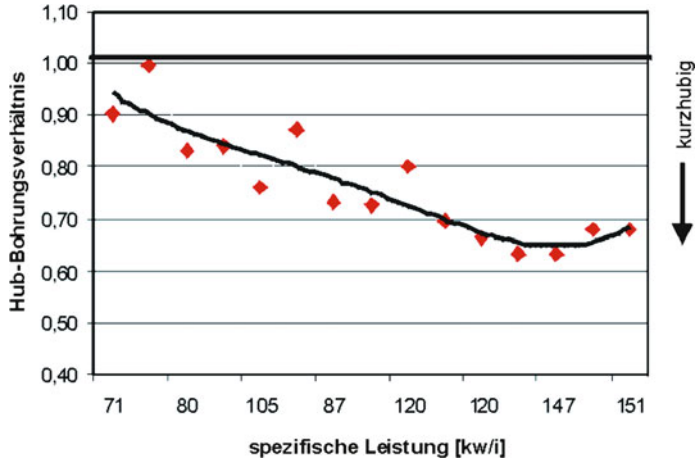


Abb. 3.76 Hub-Bohrungsverhältnis ausgeführter Motoren mit hoher Literleistung

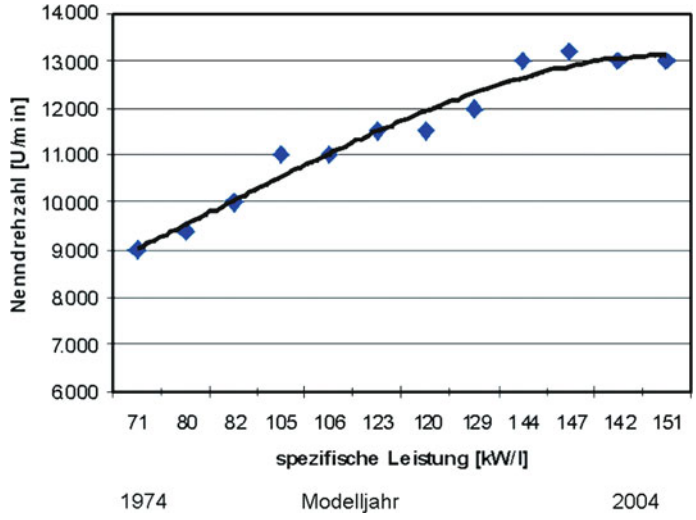


Abb. 3.77 Steigerung der Nenndrehzahl in Abhängigkeit von der Literleistung

Aus Abb. 3.76 ist ersichtlich, dass das Hub-Bohrungsverhältnis in der 600er-Klasse mit Steigerung der Literleistung stetig abgesenkt wurde. Deutlich wird aber auch, dass es offenbar ein Minimum für die Kurzhubigkeit gibt. Modernste Motoren höchster Literleistung zeigen bereits wieder einen moderaten Anstieg. Unterhalb eines bestimmten Absolutwertes (hier 42,5 mm) wirkt sich offenbar der dann sehr kurze Expansionsweg thermodynamisch ungünstig aus.

Auf den grundsätzlichen Zusammenhang zwischen hohen Motordrehzahlen und hoher Motorleistung wurde schon im Abschn. 3.1 eingegangen. Während die Drehzahl einerseits für die entsprechende Dynamik des Ladungswechsels und hohe Füllung sorgt (Abschn. 3.2

und 4), steigt natürlicherweise die Reibleistung an. Wie bereits vorstehend erwähnt, wirkt die kurzhubige Bauweise dem entgegen. Die Steigerung der Nenndrehzahl bei den 600 cm^3-Motoren (Supersportler, Reihenvierzylinder) in Abhängigkeit von der spezifischen Leistung wird aus Abb. 3.77 deutlich. Wesentlich gestiegen sind die Nenndrehzahlen bei den meisten Motoren bis heute nicht mehr.

3.7 Konstruktive Gestaltung der Motorbauteile

Der Kurbeltrieb und damit der gesamte Motor wird, wie im Abschn. 3.5 gezeigt wurde, durch wechselnde Gas- und Massenkräfte hoch beansprucht. Neben der selbstverständlichen Forderung, dass die Bauteile diesen mechanischen Belastungen standhalten müssen, gibt es weitere, allgemeingültige Anforderungen an die konstruktive Gestaltung, die grundsätzlich für alle Bauteile des Motors gelten:

- ausreichende Steifigkeit zur Minimierung elastischer Verformungen
- geringstmögliches Gewicht
- fertigungs- und montagegerechte Konstruktion
- kostengünstig
- fehlertolerant
- einfach aber funktionsgerecht

Es soll im Rahmen dieses Buches das Schwergewicht auf diese Kriterien gelegt werden und auf die festigkeitsmäßige Auslegung und Berechnung der Bauteile höchstens fallweise am Rande eingegangen werden. Ausführliche Berechnungsgrundlagen finden sich in Konstruktionshandbüchern für Verbrennungsmotoren, z. B. in [3.11] und [3.12].

3.7.1 Bauteile des Kurbeltriebs und deren Gestaltung

Betrachten wir zunächst die Kurbelwelle, die prinzipiell aus drei Teilen besteht, dem Hubzapfen, den Kurbelwangen und den Hauptlagerzapfen, Abb. 3.78.

Am Hubzapfen greift über das Pleuel die Stangenkraft an, die sich aus Gaskraft und Massenkraft zusammensetzt und sich letztlich in den beiden Hauptlagern abstützt. Es ergeben sich für die Kurbelwelle zusammengesetzte Wechselbeanspruchungen auf Scherung, Biegung und Torsion. Die Tangentialkraftkomponente der Stangenkraft bewirkt eine Verdrillung der Kurbelwelle über ihre gesamte Länge. Aus der Radialkraft ergeben sich die Biegebeanspruchungen mit entsprechender Verformungen der Kurbelwelle, Abb. 3.79.

Abb. 3.80 zeigt, wie die Gegengewichte (Massenausgleich) an den Kurbelwangen die Biegebeanspruchung der Kurbelwelle reduzieren. Die Fliehkräfte kompensieren im OT die Gesamtmassenkraft (rotierend und oszillierend). Neben der Biegebeanspruchung werden auch die resultierenden Kräfte in den Kurbelwellenlagern vermindert. Die Zusatzbelastung aus den Fliehkräften bei Kurbelstellungen, in denen die oszillierende Massenkraftkomponente sehr klein bzw. Null wird, ist kein Nachteil. Denn die Beanspruchung der Kurbelwelle aus diesen Fliehkräfte ist bei richtiger Auslegung der Gegengewichtsmassen kleiner, als diejenige, die sich im OT ganz ohne Gegengewichte ergäbe.

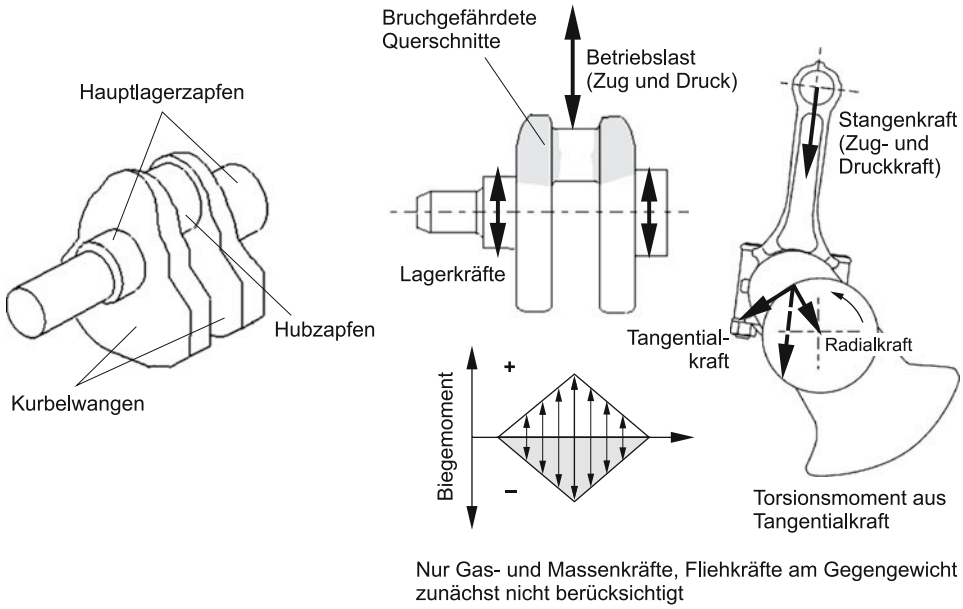


Abb. 3.78 Krafteinwirkung und Beanspruchung der Kurbelwelle

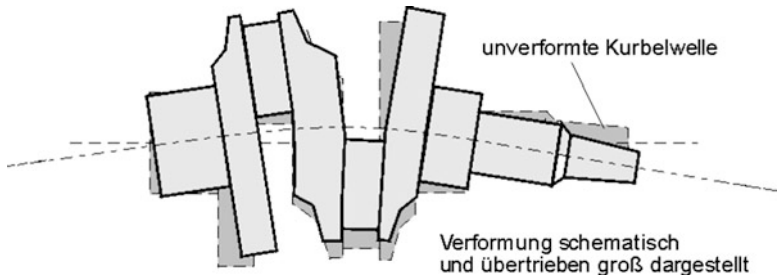


Abb. 3.79 Verformung einer Kurbelwelle unter Biegebeanspruchung bei maximaler Gaskraft

Die Entlastung bezüglich der Biegebeanspruchung und Lagerkräfte durch Gegengewichte ist besonders bei Mehrzylinderkurbelwellen wichtig. Aus dem Angriff der Massenkräfte (oszillierend und rotierend) längs der Kurbelwelle (Zylinderabstand als Hebelarm) resultieren innere Biegemomente, die sich aufgrund der Lagerspiele und infolge elastischer Verformungen auch über die Hauptlager hinaus fortsetzen können. Ohne die Entlastung durch die Gegengewichte gäbe es stärkere Verformungen der Kurbelwelle, die zu Unwuchten mit unruhigem Lauf (Schwerpunktsauswanderung) und höheren Spannungen in den bruchgefährdeten Querschnitten führen würden. Deshalb weisen alle Mehrzylinder-Kurbelwellen, auch wenn sie symmetrisch aufgebaut sind und deshalb für den oszillierenden Massenausgleich keinerlei Gegengewichte benötigen (Abschn. 3.3), dennoch Gegengewichtsmassen auf. Sie sind so bemessen, dass sie neben den rotierenden Massen-

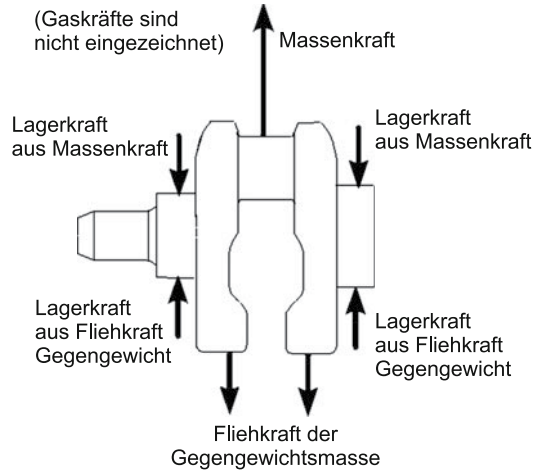


Abb. 3.80 Verringerung der Biegebeanspruchung der Kurbelwelle durch Gegengewichte

kräften auch einen Teil der oszillierenden Massenkräfte (ca. 30 bis max. 50 %) kompensieren. Höhere Kompensationsgrade sind nicht sinnvoll und scheiden aus Gewichtsgründen aus. Kleinere Gegengewichte werden bei Rennmotoren verwendet, um Gewicht zu sparen, teilweise wird sogar fast ganz auf sie verzichtet.

Es gibt zwei Grundbauarten von Motorradkurbelwellen, die einteilige Kurbelwelle und die mehrteilige Kurbelwelle, auch als gebaute Kurbelwelle bezeichnet. Für Serien-Mehrzylindermotoren werden inzwischen ausschließlich einteilige Kurbelwellen verwendet, die aus einem Stück als Gesenkschmiedeteil gefertigt werden. Allerdings sind die Werkzeugkosten für ein Schmiedegesenk nicht unerheblich, so dass derartige Kurbelwellen erst bei entsprechenden Stückzahlen wirtschaftlich zu fertigen sind. Bei nichtebenen Kurbelwellen, wie sie z. B. für Dreizylinderreihenmotoren mit 120°-Kröpfung erforderlich sind, war die Schmiedefertigung früher sehr aufwändig und teuer, weil die Kurbelwelle aufgrund ihrer räumlichen Struktur mehrere Arbeitsgänge erforderlich machte. Das seit vielen Jahren etablierte Verfahren des *Twistens* erlaubt heute die kostengünstige Fertigung in nur zwei Arbeitsschritten. Dazu wird die Kurbelwelle in einem einzigen Arbeitsgang im Gesenk in einer Ebene fertig geschmiedet, und unmittelbar danach werden im noch rotglühenden Zustand die Kurbelkröpfungen gegeneinander bis zum gewünschten Winkel verdreht.

Gegossene Kurbelwellen, die in großer Stückzahl kostengünstiger herzustellen sind, können derzeit aufgrund der hohen spezifischen Beanspruchungen und der geforderten Leichtbauweise bei Motorradmotoren nicht eingesetzt werden.

Abb. 3.81 zeigt eine einteilige Kurbelwelle für einen Vierzylinderreihenmotor im fertig bearbeiteten Zustand. Zur Gewichtserleichterung sind die Kurbelwangen im Bereich der Hauptlager ausgenommen. Ohne die Gestaltfestigkeit und die Steifigkeit nennenswert zu beeinträchtigen, erreicht man dadurch eine Reduzierung des Kurbelwellengewichts gegenüber einer Welle mit vollen Wangen um mehr als 10 % (über 1 kg). Auf die Ausgleichsmassen haben die Ausnehmungen aufgrund ihrer Anordnung in Kurbelwellenmitte ebenfalls keinen Einfluss.

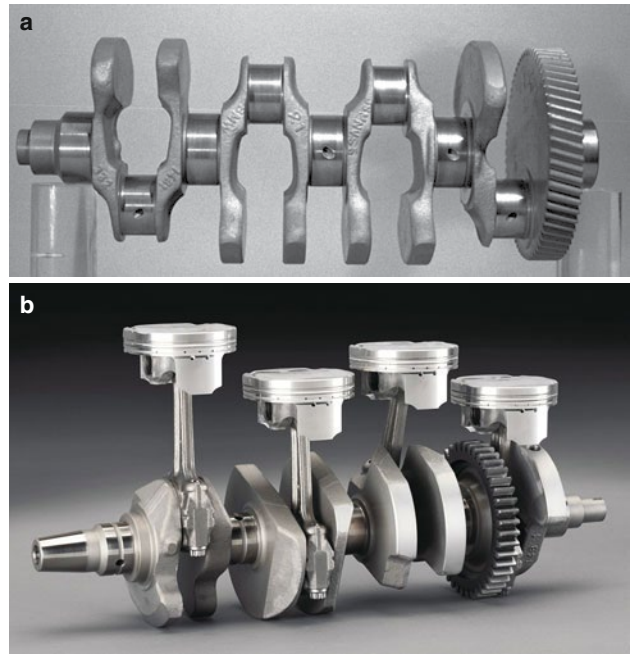


Abb. 3.81 *Oben*: Kurbelwelle für einen Vierzylinderreihenmotor, *unten*: Kurbelwelle Vierzylinderreihenmotor mit 90° Hubzapfenversatz (YAMAHA YZF-R1, 2009)

In Abb. 3.81b ist eine Kurbelwelle abgebildet (YAMAHA YZF-R1), die mit 90° Kröpfungswinkel vom üblichen Standard (180°) abweicht. Diese 90°-Kröpfung hat Vorteile bezüglich des Massenausgleichs (vgl. Abschn. 3.5.3). Sie bedingt eine ungleichmäßige Zündfolge, die aber in Bezug auf die Drehmomententfaltung bei entsprechender Gesamtauslegung des Motors durchaus positive Aspekte haben kann („big bang Motor“).

Bei nahezu allen Motorradkurbelwellen ist nach jeder Kröpfung ein Hauptlager angeordnet (Ausnahme Zweizylinder-Boxermotor), um die Durchbiegung der Welle bei hohen Kräften kleinzuhalten. Eine Durchbiegung der Kurbelwelle kann nicht nur, wie vorher schon erwähnt, zu Festigkeitsproblemen führen, sie überlastet auch durch starke Beanspruchung der Lagerrandflächen (Kantenträger) die Hauptlager. Ein weiteres Problem liegt im Geräuschverhalten. Denn eine periodisch wechselnde Durchbiegung regt Luftschwingungen im Kurbelgehäuse an und kann Axialschwingungen der gesamten Kurbelwelle auslösen. Die Kurbelwelle läuft dann rhythmisch gegen ihr Axiallager an, wodurch Schallimpulse erzeugt werden, die großflächig über das Motorgehäuse abgestrahlt werden. Der Motor wird mechanisch laut, was bei den strengen gesetzlichen Geräuschgrenzwerten nicht mehr vernachlässigt werden darf. Zur Minimierung der Durchbiegung, d. h. für eine maximale Steifigkeit der Kurbelwelle, ist die sogenannte Überdeckung das entscheidende Konstruktionsmaß. Als Überdeckung bezeichnet man die Überschneidungsflächen von Hauptlagerzapfen und Hubzapfen. Wie man unmittelbar einsieht, erhöhen große Lagerdurchmesser ebenso wie ein kleiner Kurbelradius, d. h. kurzhubige Bauweise, die Überdeckung. Da durch große Lagerdurchmesser aber unmittelbar die Reibungsverluste und das Gewicht der Kurbelwelle

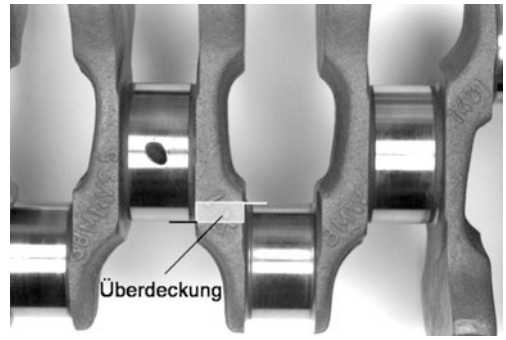


Abb. 3.82 Gestaltungsbeispiele für den Übergang zwischen Hubzapfen und Wange

ansteigen (besonders beim Hubzapfen wegen der notwendigen größeren Gegengewichte zum Ausgleich der rotierenden Massen), sind dieser Maßnahme Grenzen gesetzt.

Bei Kurbelwellen mit geringer Überdeckung, wie sie langhubige Motoren zwangsläufig aufweisen, muss durch entsprechend dick dimensionierte Kurbelwangen für ausreichende Steifigkeit gesorgt werden. Dies ist ein Nachteil der langhubigen Bauweise. Durch das meist geringere Drehzahlniveau sind die Massenkräfte und durch die kleinere Zylinderbohrung (geringe Kolbenfläche) auch die Gaskräfte nicht so groß, wie bei den kurzhubigen Motoren. Die Steifigkeit der Kurbelwelle bekommt für diese Motoren daher einen etwas kleineren Stellenwert.

Gewicht kann an der Kurbelwelle auch gespart werden, wenn die Übergänge zwischen Hubzapfen und Kurbelwange beanspruchungsgerecht konstruiert werden. Moderne Berechnungsverfahren mit Finiten Elementen ermöglichen es, diesen besonders bruchgefährdeten Bereich ohne wesentliche Einbußen an Dauerhaltbarkeit und Steifigkeit dünnwandiger als früher zu gestalten, Abb. 3.82.

Die Gleitlagerung der Kurbelwelle hat, von Ausnahmen abgesehen, die früher gebräuchliche Wälzlagerung mit Rollen-, Kugel- und Nadellagern abgelöst. Sie ist darüber hinaus für einteilige Kurbelwellen die einzige dauerhaft funktionierende Lösung. Sämtliche Versuche mit geteilten Wälzlagern sind in der Vergangenheit an der unzureichenden Lebensdauer dieser Lager gescheitert. Das Überrollen der Trennfuge eines geteilten Lagerrings mit den bei Fahrzeugmotoren hohen Drücken und Umdrehungen führt in kurzer Zeit zum Verschleiß und zur Zerstörung der Wälzkörper.

Das Funktionsprinzip eines öldurchströmten Gleitlagers beruht darauf, dass sich in ihm bei Drehung zwischen Lagerschale und Lagerzapfen ein tragfähiger Schmierfilm ausbildet, Abb. 3.83.

Seine Dicke beträgt nur wenige tausendstel Millimeter. Er bildet sich, weil der Lagerzapfen unter Last (es reicht sein Eigengewicht) eine exzentrische Lage einnimmt und sich ein keilförmiger Schmierspalt einstellt. In diesen strömt das Öl hinein. Die Drehbewegung des Zapfens fördert ständig neues, am Zapfen anhaftendes Öl in diesen Schmierspalt. Unter Wirkung der Last baut sich im Schmierspalt ein Druck auf, der den Zapfen von der Lagerschale abhebt und der äußeren Last das Gleichgewicht hält. Es findet also keinerlei

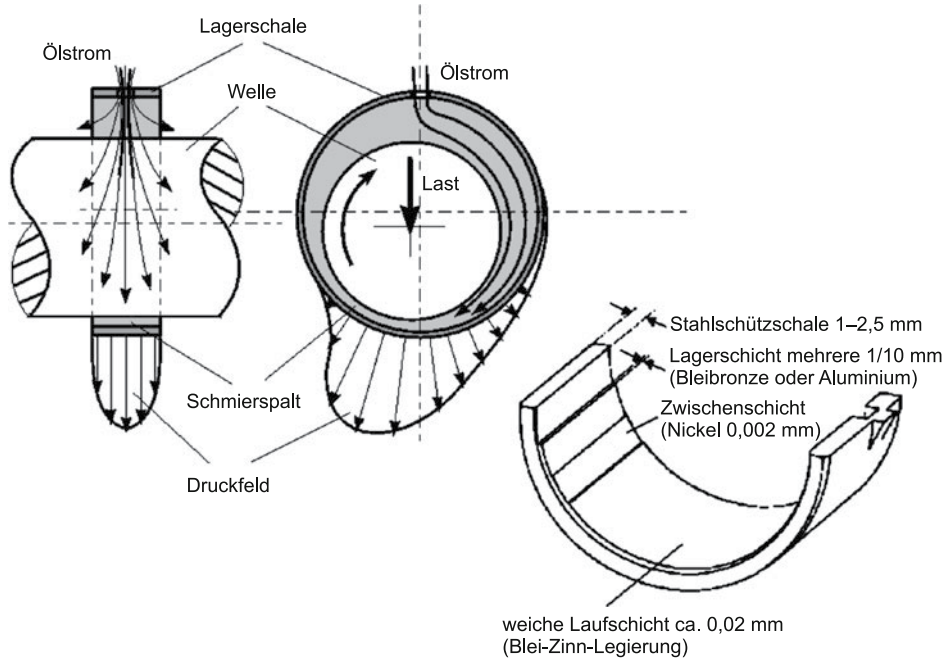


Abb. 3.83 Funktionsprinzip des hydrodynamischen Gleitlagers und Aufbau eines modernen Dreistoff-Gleitlagers

metallische Berührung im Lager mehr statt, sondern der Lagerzapfen schwimmt auf einem Ölpolster. Damit herrscht im Lager reine Flüssigkeitsreibung.

Voraussetzung für eine ordentliche Lagerfunktion ist, dass dem Lager von außen genügend Öl zugeführt wird, weil ständig Öl seitlich aus dem Lager abfließt. Dabei wird aber der Öldruck in den Leitungen lediglich zur Ölförderung und Überwindung der Leitungswiderstände benötigt, nicht aber dazu, das Ölpolster aufzubauen. Der Druckaufbau im Ölpolster des Lagers, der letztlich die Tragfähigkeit bestimmt, geschieht allein durch die sogenannten hydrodynamischen Effekte, die sich aus der Drehbewegung ableiten. Bei Motoren, deren Pleuellager von den Hauptlagern durch Bohrungen mit Öl versorgt werden und das Öl zu den Hauptlagern von außen (gehäuseseitig) zugeführt bekommen, muss der Öldruck in allen Betriebszuständen groß genug sein, um gegen die Fliehkraft in die Lagerzapfen gelangen zu können. Der dazu notwendige Öldruck beträgt je nach Zapfendurchmesser und Drehzahl mehr als 3 bar. Bei Motoren, deren Ölversorgung der Lager über eine zentrale Einspeisung am Kurbelwellenende erfolgt (viele Einzylinder, Rennmotoren, BMW K 1200 S), Abb. 3.84, fördert die Fliehkraft das Öl selbstständig nach außen, so dass deutlich geringere Öldrücke ausreichen (theoretisch, ohne Reibung und Verluste würde knapp über 1 bar genügen).

Bei Mehrzylindermotoren sind die notwendigen Bohrungen in der Kurbelwelle nur bei einer ausgeklügelten Gestaltung fertigungstechnisch machbar, im Bild sieht man die Anschrägung der Kurbelwangen bei der K 1200 S um Freigang für die Bohrer zu gewinnen. Zugleich werden durch diese Formgestalt der Wangen die Ventilationsverluste minimiert.

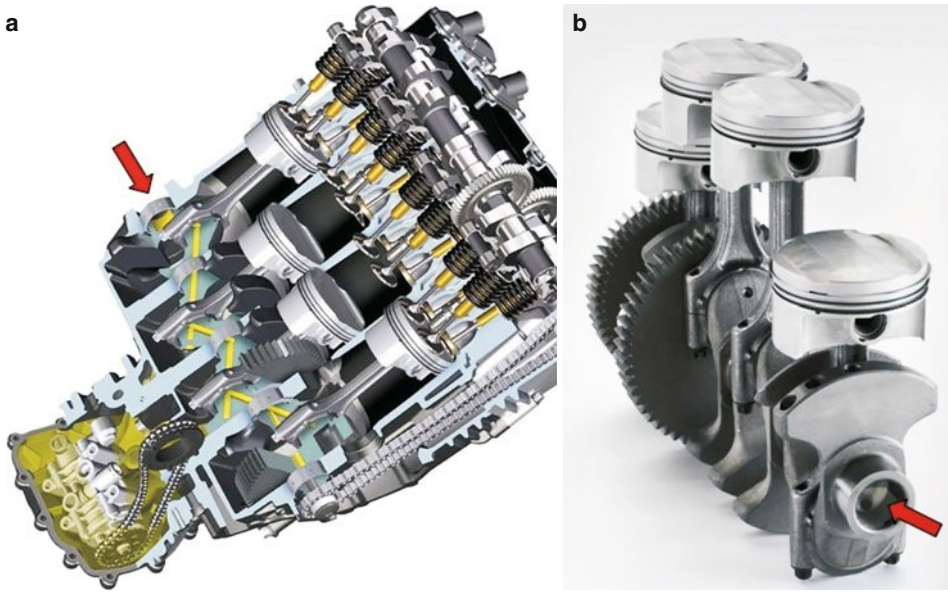


Abb. 3.84 Kurbelwelle mit zentraler Öleinspeisung (BMW K 1200 S) (BMW/Arnold Debus)

Moderne Berechnungsverfahren unterstützen die betriebssichere Auslegung von Gleitlagern. Von größter Wichtigkeit bleibt aber eine hochgenaue Fertigung von geometrisch einwandfreien Lagersitzen. Deren Formabweichung (Maß-, Form- und Lagetoleranz) bezüglich Rundheit, Zylinderform und Parallelität sollte unterhalb von 10 µm liegen. Gleich wichtig ist eine genügend steife Kurbelgehäusekonstruktion, denn die genaueste Bearbeitung ist nutzlos, wenn sich der Lagersitz unter Belastung verformt. Wärmedehnungen und der daraus sich unter Umständen ergebende Verzug sind ein weitere Punkt, der bei der Auslegung von Gleitlagern beachtet werden muss, auch hier helfen moderne Berechnungsverfahren. Bei einwandfreier Auslegung und präziser Fertigung sind Gleitlager auch unter höchsten Belastungen und Drehzahlen im Dauerbetrieb praktisch verschleißfrei. Kritisch ist lediglich der Betrieb unmittelbar nach dem Motor-Kaltstart, weil es einige Sekunden dauert, bis sich die Ölversorgung der Lagerstellen aufbaut. Extrem häufiger Kaltstart im Kurzstreckenbetrieb setzt den Gleitlagern erheblich mehr zu als stundenlange Vollastfahrten. Der mehrschichtige Aufbau, bei der das eigentliche Lagermaterial von einer relativ weichen Lauffläche mit Notlaufeigenschaften überzogen ist, sorgt aber bei diesen Betriebszuständen mit unzureichender Schmierölzufuhr für problemlosen Betrieb. In die weiche Laufschicht können sich zudem kleine Fremdkörper leicht einbetten, so dass auch bei kurzfristigem Schmutzanfall im Schmieröl kein Verschleiß oder eine Beschädigung der Lagerzapfen der Kurbelwelle eintritt. Weitere Vorteile von Gleitlagern sind ihr geringes Gewicht, ihr minimaler Platzbedarf, die gute Geräuschdämpfung durch das Ölpolster, ihre einfache Montage sowie ihr geringer Preis.

Nachteilig ist der gegenüber Wälzlagern erheblich größere Schmierölbedarf, der eine entsprechend dimensionierte Ölpumpe, große Ölumlaufmengen sowie die individuelle

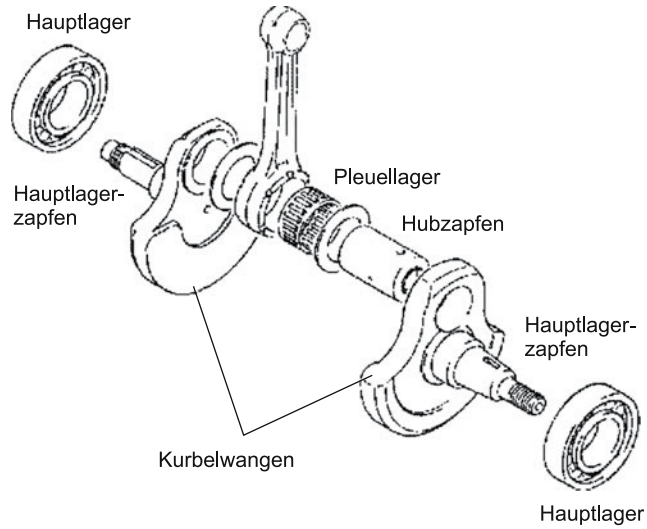


Abb. 3.85 Gebaute Einzylinderkurbelwelle

Versorgung aller Lagerstellen mit Öl durch entsprechende Kanäle oder Ölleitungen erforderlich macht. Neben dem Konstruktions- und Fertigungsaufwand dafür, erhöhen sich auch die Motorverluste wegen der relativ hohen Antriebsleistung der Ölpumpe. Die Lagerspiele müssen im Bereich weniger hundertstel Millimeter liegen und über die Paarung von Lagersitz, Durchmesser des Lagerzapfens und Lagerschalendicke eingestellt werden. Für die Gleitlager selber bedeutet dies, dass die Lagerschalendicke nur im Bereich weniger tausendstel Millimeter (!) schwanken darf. Wegen des damit verbundenen, aufwändigen Herstellungs- und Prüfverfahrens ist nur die Produktion großer Stückzahlen rentabel.

Aus diesen Gründen wird für manche Motorradmotoren des unteren Preissegments weiterhin die Wälzlagerung des Kurbeltriebs bevorzugt. Für Enduro-Motorräder mit kleinvolumigen Einzylindermotoren spielt die einfachere Ölversorgung der Wälzlager, die durch Spritzöl ausreichend versorgt werden können, eine wichtige Rolle. Man spart damit nicht nur eine teure Ausführung der Ölpumpe und deren Antriebsleistung, sondern kommt insgesamt mit einem geringeren Ölvolumen aus (Gewicht und Platzbedarf für die Ölwanne/Bodenfreiheit). Bei einer Unterbrechung der Ölversorgung nach einem Sturz, nicht ungewöhnlich bei einer Enduro, werden bei Wälzlagerung auch schwerwiegende Lagerschäden der Kurbelwelle vermieden. Wie hoch dieser Vorteil tatsächlich zu gewichten ist, sei dahingestellt, wenn andere Gleitstellen im Motor bei einem derartigen Ölmangel trotzdem beschädigt werden.

Das Argument für die Wälzlagerung heutzutage sind die geringeren Anforderungen an die Fertigungsgenauigkeit (Oberflächengüte) und die Möglichkeit, standardisierte Lager ohne aufwändige Auslegung einsetzen zu können. Bei Einzylindermotoren, die in geringen Stückzahlen gefertigt werden und insgesamt nur zwei Kurbelwellenhauptlager sowie ein Pleuellager haben, ist eine Fertigung von speziell angepassten Gleitlagerschalen nicht wirtschaftlich zu realisieren.

Aus Montagegründen muss bei einer Wälzlagerung die Kurbelwelle immer mehrteilig ausgeführt sein. In Abb. 3.85 ist eine gebaute Kurbelwelle dargestellt. Sie besteht aus den beiden Kurbelwangen mit den Hauptlagerzapfen (geschmiedet oder in Sonderfällen aus dem Vollen gefertigt) und dem Hubzapfen, der mittels Übermaßpassung in die Kurbelwangen eingepresst wird. Wegen der einfachen Form sind die Werkzeugkosten für das Gesenk auch bei geschmiedeten Kurbelwangen gering.

Es gibt aus früherer Zeit auch Beispiele für gebaute, wälzgelagerte Kurbelwellen für Vierzylindermotoren (SUZUKI GS1000). Der Montage- und Fertigungsaufwand für solche Kurbelwellen mit entsprechender Anzahl von Presspassungen ist beachtlich. Nach dem Zusammenpressen der Einzelteile muss eine solche Welle genauestens ausgerichtet werden, damit sie schlagfrei läuft. Bei hohen Belastungen ist die Verdrehsicherheit des Pressverbandes nicht mit letzter Sicherheit gewährleistet.

Theoretisch könnte allerdings eine gebaute Kurbelwelle leichter sein als ein einteiliges Schmiedeteil. Wegen der Einzelteilfertigung können alle Hauptlager- und Hubzapfen als dünnwandige Hohlkörper ausgeführt werden, was bei einer einteiligen Welle mangels Zugänglichkeit nicht möglich ist. Dafür müssen aber wegen der Presssitze die Kurbelwangen zumindest teilweise dicker sein. Im Motorgesamtgewicht dürfte aber mit Wälzlagerung kein Vorteil zu erzielen sein, weil die sehr schweren Wälzlager das Mindergewicht der Welle überkompensieren. Bei Gleitlagerung wäre eine Gewichtseinsparung zu realisieren, doch insgesamt steht dies in keinem Verhältnis zum Gesamtaufwand einer gebauten Kurbelwelle.

Die weit verbreitete Ansicht, wälzgelagerte Kurbelwellen hätten im Vergleich zur Gleitlagerung Reibleistungsvorteile, muss differenziert betrachtet werden. Sie leitet sich aus der Erfahrung ab, dass sich wälzgelagerte Kurbelwellen von Hand (also unbelastet!) viel leichter durchdrehen lassen als solche mit Gleitlagern. Bei hoher Belastung allerdings, werden sowohl Wälzkörper als auch die Wälzbahn in den Lagerringen elastisch verformt. Dadurch steigt das Reibmoment an, und es ist nicht mehr vergleichbar mit dem leichten Durchdrehen eines leer laufenden Wälzlagers. Neuere Forschungsarbeiten [3.22, 3.23] bestätigen zwar die Reibungsvorteile von wälzgelagerten Kurbeltrieben bei Laborversuchen und in der Simulation, schränken aber die Vorteile für Hochleistungsmotoren deutlich ein. Frühere Arbeiten weisen ebenfalls darauf hin, dass die Hauptvorteile eher im niedrigen Last- und Drehzahlbereich liegen, der für Motorradmotoren weniger relevant ist. In der praktischen Anwendung überwiegen derzeit die Vorteile der Gleitlagerung, denn problematisch bleibt bei der Wälzlagerung die geringere Tragfähigkeit der Lager, die Empfindlichkeit bei stoßartiger Belastung und daraus resultierend die geringere Verschleißsicherheit. Nicht zu vergessen ist auch die größere Emission mechanischer Geräusche, weil der dämpfende Ölfilm des Gleitlagers fehlt.

Als Zusammenfassung der konstruktiven Auslegung von Kurbelwellen sind in Tab. 3.6 beispielhaft die konstruktiven Hauptdaten der Kurbelwelle eines modernen großvolumigen Zweizylinder-Reihenmotors aufgeführt.

Das nächste hoch belastete Bauteil des Kurbeltriebs ist das Pleuel. Es wird im Wesentlichen wechselnd auf Zug (Massenkräfte) und Druck (Verbrennung) beansprucht. Beide

Tab. 3.6 Konstruktionsdaten einer modernen Zweizylinder-Kurbelwelle

Bauart	Einteilig, geschmiedet	
Kurbelradius [mm]	38,5	
Wangendicke [mm]	17	
Werkstoff	Vergütungsstahl	
Oberflächenbehandlung	Nitriert	
Masse [kg]	5,9	
	Hauptlagerzapfen	Hubzapfen
Durchmesser [mm]	38	42
Lagerbreite [mm]	18	17

Belastungen sind aufgrund der hohen Drehzahlen und Zünddrücke moderner Motorradmotoren sehr groß und relevant für die konstruktive Auslegung und Gestaltung des Pleuels.

Abb. 3.86 zeigt beispielhaft die resultierenden Druck- und Zugbelastungen in einem Pleuel eines Hochleistungsmotors bei 11.000 U/min (Berechnungsergebnisse). Die gelben und roten Bereiche kennzeichnen die Zonen höchster Beanspruchungen. Mit 100-facher Vergrößerung sind auch die Verformungen des Pleuels durch die Belastung dargestellt.

Deutlich erkennbar sind die relativ geringen Bauteilspannungen die der Verbrennungsdruck im Pleuelschaft verursacht. Hohe Materialspannungen verursacht der Verbrennungsdruck hingegen an der Teilungsfuge des Pleuels und im Schraubenbereich. Die Zugbeanspruchung aus der Massenkraft beansprucht im Wesentlichen die beiden Pleuelaugen und den Übergangsbereich vom Pleuelschaft zu den beiden Pleuelaugen. Bemerkenswert ist die sehr deutliche Ovalverformung des Pleuels durch die Zugkraft. Die Berechnung zeigt zudem, dass es zu relevanten Biegungen des Pleuels in der ausgelenkten Lage nach dem oberen Totpunkt kommt, wobei die dadurch verursachten Spannungen im Pleuelschaft nicht allzu hoch sind.

Die Kunst der konstruktiven Gestaltung liegt in der optimalen Lösung des Zielkonfliktes zwischen Festigkeit, Steifigkeit und Gewicht des Pleuels. Da der rotierende Pleuelanteil (unterer Pleuelabschnitt) entsprechende Ausgleichsmassen an der Kurbelwelle erfordert, also sein Gewicht quasi doppelt zählt und die oszillierenden Pleuelmassen die Lagerbelastung des Kurbeltriebs und die Vibrationen des Motors erhöhen, ist grundsätzlich eine möglichst leichtbauende Pleuelkonstruktion sehr wichtig.

Die Abbildungen ausgeführter Pleuel aus verschiedenen Motorengenerationen, Abb. 3.87, zeigen den jeweiligen technischen Stand und erwartungsgemäß eine konstruktive Gestaltung, die den genannten Bedingungen Rechnung trägt. Das obere Pleuel aus einem (älteren) Zweizylindermotor mit großer Bohrung und entsprechender Druckbelastung weist einen dickeren Schaft auf als das darunter gezeigte Pleuel eines Vierzylindermotors mit kleinerer Bohrung.

Die Berechnung zeigt insgesamt, dass der Pleuelschaft im Vergleich relativ gering belastet ist. Er kann deshalb in den meisten Fällen schlank und gewichtssparend ausgeführt werden, wie beim Yamaha-Pleuel im rechten Bildteil gut zu erkennen ist. Sorgfalt bedarf es bei der Formung des Übergangs von den beiden Pleuelaugen zum Schaft. Die hohen

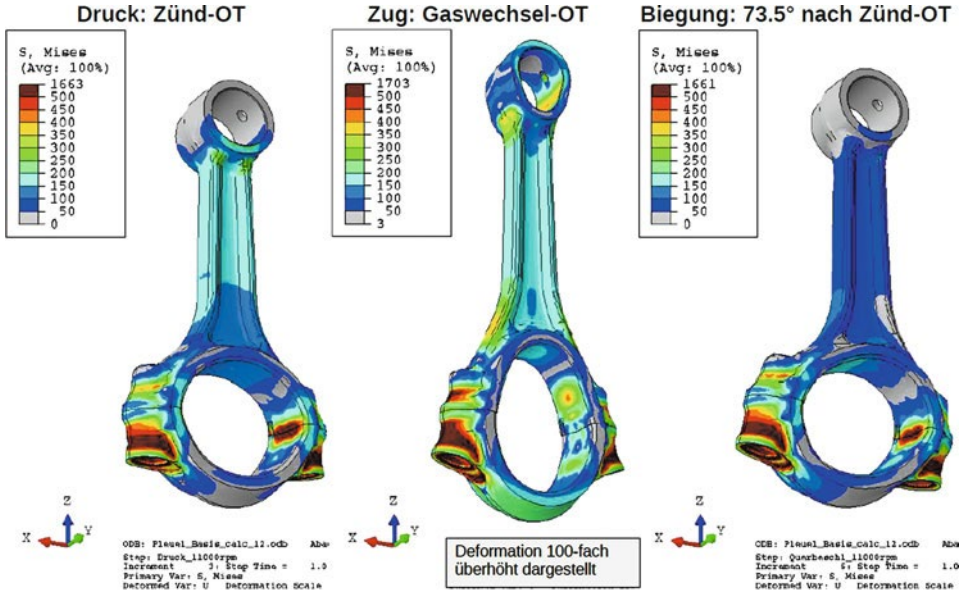


Abb. 3.86 Berechnete Druck- und Zugspannungen im Pleuel

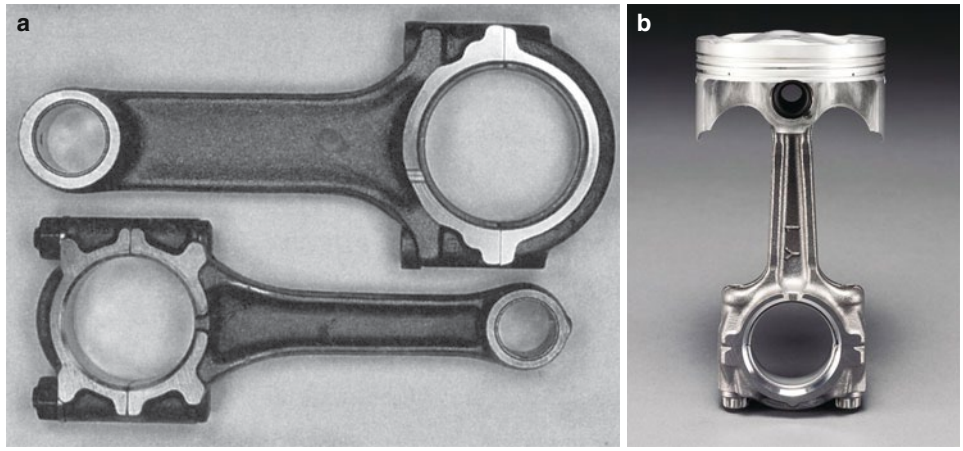


Abb. 3.87 Konstruktive Ausführung verschiedener Pleuel, rechts: Pleuel mit Kolben eines Hochleistungsmotors (YAMAHA YZF-R1, 2009)

Spannungen resultieren auch aus der erforderlichen Kraftumleitung. Diese Stellen sind auch erfahrungsgemäß am höchsten bruchgefährdet. Ein allmählicher Übergang mit steifer Anbindung besonders des großen Auges und die Vermeidung abrupter Querschnittssprünge sind hier zu berücksichtigen. Kritisch ist die Teilung des Pleuels bzw. seine Verschraubung, wie man am Berechnungsbild sehr gut sieht. Die Konstruktionsbeispiele zeigen hier jeweils Aufdickungen und eine entsprechende Dimensionierung. Die Pleuelschraube selbst ist das kritischste Bauteil des ganzen Pleuels. Sie besteht aus hochfestem Vergütungsstahl mit

gerolltem Gewinde, um die Kerbwirkung zu minimieren und wird beim Anzug bis in die Streckgrenze gezogen. Sie muss deshalb nach einer Motorzerlegung mit Pleueldemontage immer gegen ein Neuteil ausgetauscht werden. Wenn heutzutage noch Pleuelbrüche auftreten, haben diese zumeist ihre Ursache in einer fehlerhaften Pleuelverschraubung.

Bei privaten Tuningmaßnahmen am Motor, die auf das Erreichen höherer Drehzahlen abzielen, ist die Pleuelschraube oft eine zu wenig beachtete Schwachstelle! Überhaupt wird die mechanische Drehzahlgrenze von Motoren nicht allein von der Drehzahlfestigkeit des Ventiltriebs bestimmt, sondern ganz wesentlich von der Gestaltfestigkeit des Pleuels und der Pleuelverschraubung.

Für die Funktion des unteren Pleuellagers ist auch die *Formtreue* der unteren Pleuelbohrung unter Last sehr wesentlich. Versteifungsmaßnahmen durch ein Rippen am Lagerdeckel sind hier hilfreich wie auch breite Flächen im Bereich der Teilfuge. Alternativ wurde auch schon versucht, den Pleuellagerdeckel eher weich zu gestalten, so dass er sich unter hoher Belastung an den Lagerzapfen anlegt und sich dessen runder Form anpasst.

Die Gestaltoptimierung des Pleuels und damit eine Gewichtsminimierung wurde erst durch moderne Berechnungsverfahren möglich. Das Beispiel oben links in Abb. 3.87 zeigt das verschenkte Potenzial einer Pleuelkonstruktion aus den 1970er-Jahren (als es noch keine zuverlässige Berechnungsmöglichkeit gab) mit viel zu breitem Schaft.

Während früher eine Bronzebuchse im oberen Pleuelauge zur Lagerung des Kolbenbolzens als unverzichtbar angesehen wurde, haben viele modernen Motorkonstruktionen gezeigt, dass man darauf gänzlich verzichten kann. Die Laufpaarung Stahl auf Stahl hat sich bewährt, Voraussetzung ist jedoch eine Feinstbearbeitung (Honen) der kleinen Pleuelbohrung mit hoher Oberflächengüte. Dem Nachteil, dass bei Verschleiß oder Beschädigung der Lauffläche das ganze Pleuel ausgetauscht werden muss, stehen als Vorteile geringere Fertigungskosten und reduzierte oszillierende Massen gegenüber. Nicht nur der Entfall der Buchse spart Gewicht, sondern es kann ja auch der Außendurchmesser des Pleuelauges um die Buchsenwandstärke kleiner werden.

Pleuel für Motorradmotoren werden fast ausschließlich als Gesenkschmiedeteile aus Vergütungsstahl gefertigt. Gegossene Pleuel, im Automobilmotorenbau teilweise eingesetzt, halten den Belastungen, wie sie in Hochleistungsmotorradmotoren auftreten, nicht stand. Bei *BMW* wurde mit Einführung der Vierventil-Boxergeneration im Jahre 1993 das Sinterschmiedepleuel erstmals im Motorradmotorenbau verwendet, Abb. 3.88. Die Besonderheit dieses Pleuels war neben dem Sinterverfahren die *Schaft-Deckel-Bruchtechnik* (*gecrackte* Pleuel). Dabei erfolgt die Abtrennung der unteren Pleuelaugenhälfte nicht mehr nach der Vorbearbeitung durch Sägen oder Schlagen, sondern durch gezieltes Auseinanderbrechen des fertig bearbeiteten Teils genau in der Mittenebene der Bohrung. Mit diesem Verfahren kann die mechanische Bearbeitung der Trennflächen entfallen, und es braucht keine separate Zentrierung der Teile durch Buchsen oder Passschrauben mehr vorgesehen zu werden, was auch Gewicht einspart (leichtere Schrauben, Materialeinsparung). Die Zentrierung erfolgt allein über die Struktur der Bruchflächen. Sie garantieren, dass Pleuelstange und Lagerdeckel nach Montage der Lager exakt und passgenau wieder zusammengefügt werden können. Durch den Entfall von Zentrierung und der Trennflächenbearbeitung ist das Pleuel in der mechanischen Fertigung sehr wirtschaftlich.

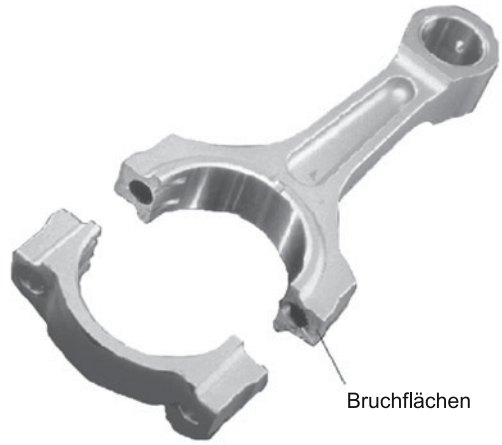


Abb. 3.88 Sinterschmiedepleuel mit Schaft-Deckel-Bruchtechnik

Das Bruchverfahren wurde inzwischen so weit verfeinert, dass heute auch normale Stahl-Schmiedepleuel mit diesem Herstellverfahren gefertigt werden. Dazu wird in der Pleuelbohrung mittels eines Lasers eine Bruchlinie eingebracht, die als Kerbe wirkt. In einer Maschine wird das Pleuel dann in der Bohrung hydraulisch auseinander gezogen und entlang der Bruchlinie „gesprengt", Abb. 3.89. Allerdings bedarf es bei dieser Technik immer noch eines etwas spröderen Werkstoffs, der nicht ganz die Festigkeit konventioneller Schmiedestähle erreicht. Die Pleuel müssen also geringfügig stärker dimensioniert werden, was einen Teil des Gewichtsvorteils wieder zunichtemacht.

Das Stahl-Schmiedepleuel ist wegen des niedrigeren Rohteilpreises im Vergleich zum Sinterpleuel wirtschaftlicher und hat sich durchgesetzt. Als Vorteil des Sinterpleuels bleibt die endformnahe Rohteilkontur mit hoher Form- und Volumenkonstanz, die keinerlei Nachbearbeitung wie Entgraten erforderlich macht. Dadurch sind die Gewichtsunterschiede der einzelnen Pleuel sehr gering, was sich positiv auf die Laufruhe im Motor auswirkt.

Das für hochdrehende Motoren besonders wichtige Streben nach Leichtbau und Verringerung der oszillierenden Massen führt immer wieder zu Überlegungen nach leichteren Werkstoffen für das Pleuel. Für Rennmotoren wird Titan eingesetzt, das mit einem spezifischen Gewicht von rund 4,5 g/cm^3 bei gleicher Festigkeit wie Stahl um mehr als 40 % leichter ist. Unter anderem wegen des sehr hohen Rohstoffpreises und der teuren, schwierigen Bearbeitung (Titan ist sehr zäh) scheidet Titan als Pleuelwerkstoff für Motorradmotoren, die in großer Serienstückzahl gebaut werden, aus. Hinzu kommt, dass Titan ähnlich wie Aluminium keine ausgeprägte Dauerfestigkeit aufweist, sondern nur zeitfest ist. Ein weiteres Problem ist die ungünstige Gleitpaarung zu Stahl, die eine Beschichtung der axialen Anlaufflächen notwendig macht. In sehr exklusiven und teuren Motorrädern, als Beispiele seien hier Supersportmotorräder von *MV AGUSTA*, *DUCATI* oder *APRILIA* genannt, werden Titanpleuel in Kleinserie verbaut, Abb. 3.90.

Als Alternative zum Titanpleuel wurde besonders früher hin und wieder das Aluminiumpleuel genannt, das bereits in den 1950er-Jahren von verschiedenen englischen (Norton, Royal Enfield) und deutschen Herstellern (BMW R26, Einzylinder, 250 cm^3) eingesetzt

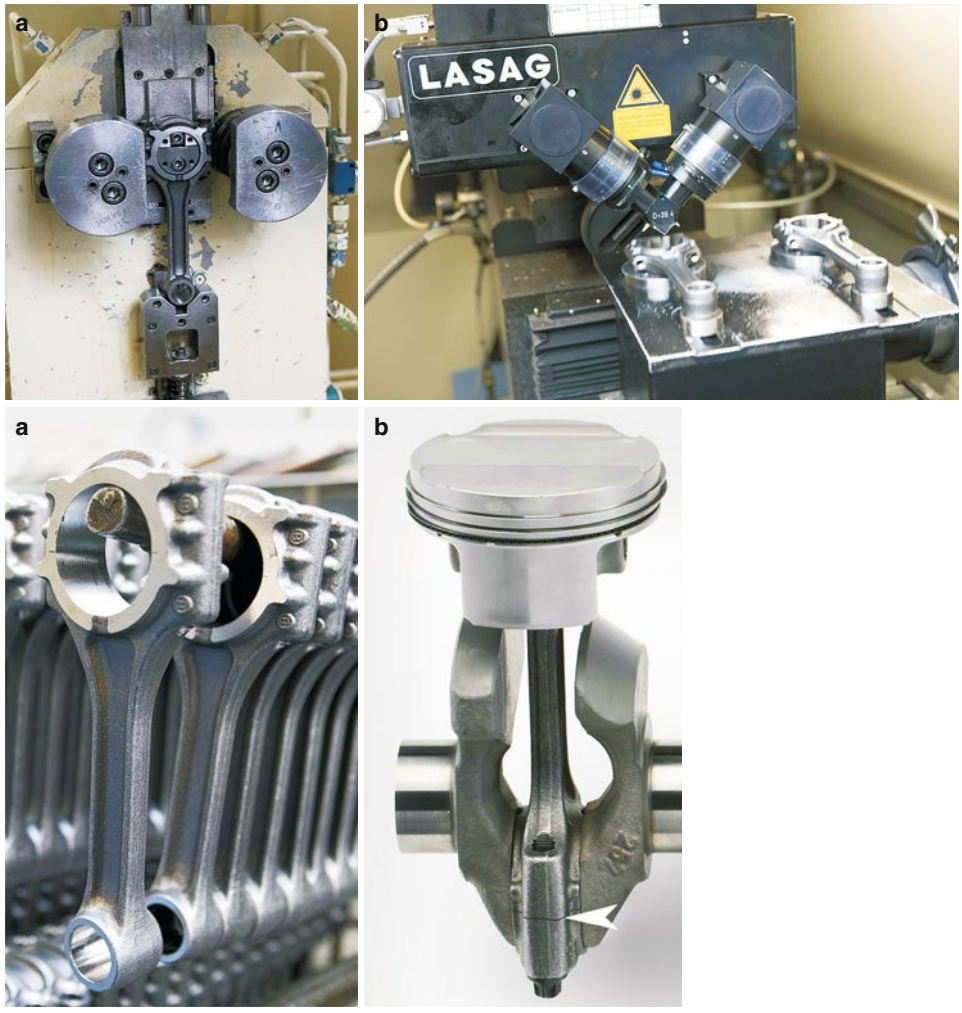
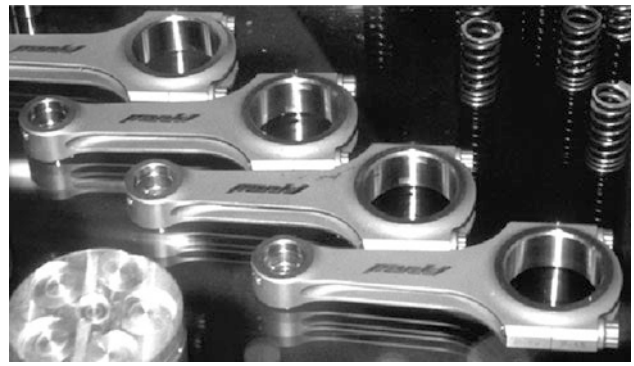


Abb. 3.89 Herstellverfahren Schaft-Deckel-Bruchtechnik für Schmiedepleuel (BMW/Arnold Debus)

Abb. 3.90 Titanpleuel



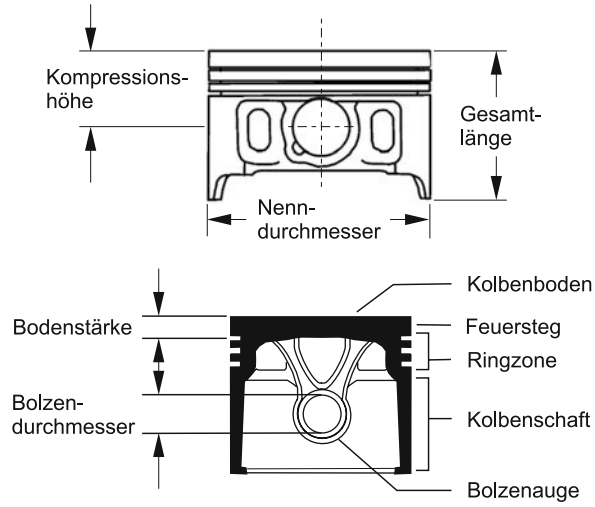


Abb. 3.91 Bezeichnungen und Hauptmaße des Kolbens

wurde. Wie schon damals, werfen auch heute Leichtmetallpleuel aus Aluminiumlegierungen viele bisher nicht lösbare Probleme auf. Die Festigkeit und Steifigkeit dieser Pleuel ist immer noch unzureichend, bzw. wenn sie haltbar dimensioniert sind, bieten sie kaum noch Gewichtsvorteile. Zudem wirkt sich die Wärmeausdehnung mit entsprechender Spielvergrößerung am Pleuellager ungünstig auf dessen Laufverhalten und Geräuschemission aus. Faserverstärkte Aluminiumpleuel mit keramischen Fasern, wie sie propagiert wurden, sind derzeit nicht wirtschaftlich herstellbar und werden technologisch noch nicht befriedigend beherrscht. Die Hauptschwierigkeit bereitet die Pleuelteilung, weil dadurch der Kraftfluss in den Fasern unterbrochen wird.

Die Frage, ob der Aufwand und die Kosten für Leichtmetallpleuel im angemessenen Verhältnis zur erwarteten Verringerung von Motorgesamtmasse und oszillierenden Triebwerksmassen und damit auch zum Gewinn an Laufruhe stehen, kann im derzeitigen Entwicklungsstadium noch nicht endgültig beantwortet werden. Wenn heute konventionelle Stahlpleuel in Motorradmotoren Drehzahlen bis weit über 13.000 U/min problemlos erreichen, die Laufruhe auch durch Verlängerung der Pleuel verbessert werden kann und aus Gründen der Geräuschreduzierung sich das Drehzahlniveau von Motorenmotoren zukünftig eher hin zu niedrigen Drehzahlen entwickeln wird, ergibt sich eigentlich kein wirklicher Handlungsbedarf.

Als letztes Bauteil des Kurbeltriebs soll der Kolben behandelt werden. Der Kolben besteht immer aus folgenden Einzelteilen:

- Kolbengrundkörper
- Kolbenbolzen mit Bolzensicherungen
- Kolbenringen

Im üblichen Sprachgebrauch wird unter Kolben meist der Zusammenbau dieser Einzelteile verstanden. Die Hauptmaße und die wichtigsten Bezeichnungen des Kolbens gehen aus Abb. 3.91 hervor.

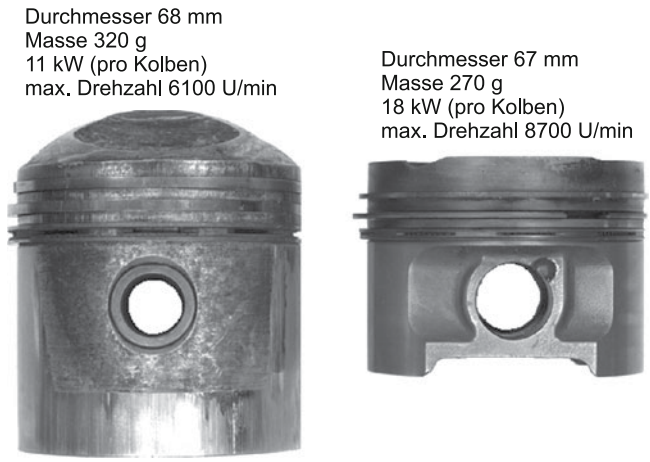


Abb. 3.92 Entwicklungsfortschritt beim Kolben

Die Funktionen des Kolbens im Motor sind:
- Geradführung des Kurbeltriebs
- Aufnahme des Verbrennungsdrucks und Weiterleitung der resultierenden Gaskräfte
- Abdichtung des Brennraums
- Regulierung des Ölhaushalts an der Zylinderlaufbahn
- Abführen der Verbrennungswärme

Entsprechend komplex sind die Beanspruchungen, denen der Kolben unterliegt:
- Druckkräfte (Gaskraft) aus der Verbrennung
- Zugkräfte infolge der Massenkraft
- Druck- und Zugkräfte aus thermischen Dehnungen
- Temperaturbelastung
- Reibkräfte an Kolbenschaft und Kolbenringen
- Angriff korrosiver Gase aus der Verbrennung

Im Motorbetrieb treten diese Belastungen kombiniert auf. Die betriebssichere Auslegung von Kolben für Hochleistungsmotoren kann nur in engster Zusammenarbeit zwischen Motorhersteller und Kolbenlieferant erfolgen, denn die Festigkeitseigenschaften des Kolbens hängen in entscheidendem Maße von der Werkstoffwahl in Verbindung mit dem Herstellungsprozess ab. In der konstruktiven Auslegung der Kolben steckt sehr viel herstellerspezifisches Knowhow, so dass hier nur sehr allgemeine Gestaltungsregeln angegeben werden können.

Wichtigstes Kriterium für den Kolben ist neben der Haltbarkeit der Leichtbau, denn der Kolben hat mit über 70 % den größten Anteil an den oszillierenden Massen des Motors. Das Kolbengewicht bestimmt daher maßgeblich die Größe der Massenkräfte, die auf das Pleuel, den Hubzapfen der Kurbelwelle und die Kurbelwellenlager einwirken und damit letztlich auch die Dimensionierung und das Gewicht all dieser Bauteile. Der Minimierung der Kolbenmasse ist daher die zentrale Aufgabe der Kolbenentwicklung. Für Motorrad-

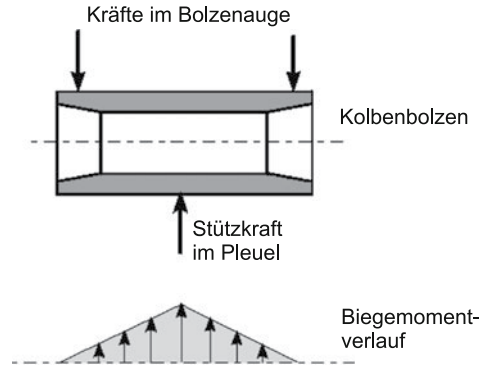


Abb. 3.93 Beanspruchungsgerechte Kolbenbolzenkonstruktion

motoren kommen nur Kolben aus hoch- und warmfesten Aluminiumlegierungen infrage. Während früher für Hochleistungsmotoren ausschließlich warm gepresste („geschmiedete") Kolben eingesetzt werden konnten, haben Verbesserungen bei den Legierungen und bei den Gießverfahren dazu geführt, dass heute vielfach auch gegossene Kolben den Beanspruchungen gewachsen sind.

Welche Fortschritte dabei in den vergangenen 30 Jahren erzielt wurden, zeigt Abb. 3.92. Dargestellt sind zwei Kolben nahezu gleicher Bohrung (67 und 68 mm) für 250 cm^3 Zylindervolumen. Der linke Kolben ist eine Vollschaft-Konstruktion, wie sie bis weit in die 60er-Jahre hinein verwendet wurde, der Rechte ein Leichtbaukolben aus dem Jahre 1988. Aussagefähiger als der reine Gewichtsfortschritt, der rund 16 % beträgt, wird der Vergleich, wenn man die auf die Kolbenfläche bezogene Motorleistung betrachtet.

Diese hat sich um mehr als 70 % erhöht, d. h. die spezifische Belastung des Kolben ist entsprechend angewachsen! Vor diesem Hintergrund ist die 16 %ige Gewichtsreduzierung eine beeindruckende Entwicklungsleistung. Bezieht man jetzt noch die Motorleistung auf die Kolbenfläche und das Kolbengewicht, so kann man ein *Kolbenflächen-Leistungsgewicht* definieren:

$$\text{KFL} = \frac{\text{Zylinderleistung}}{\text{Kolbenfläche} \cdot \text{Kolbenmasse}} \tag{3.28}$$

Es kann als griffiger und sinnvoller Vergleichsmaßstab für die Ausnutzung des Kolbenwerkstoffs und den Fortschritt in der Kolbenentwicklung herangezogen werden. Bezogen auf das vorangegangene Beispiel ist die spezifische Leistungsfähigkeit des Kolbens in 30 Jahren auf mehr als das Doppelte angestiegen.

Eine wesentliche Gewichtseinsparung kann am Kolben an dem aus Stahl gefertigten Kolbenbolzen, der allein 20 % des Kolbengesamtgewichts ausmacht, erzielt werden. Da sein Durchmesser durch die Belastung bestimmt wird, kann nur seine Länge und seine Gestaltung optimiert werden. Ein Beispiel für eine beanspruchungsgerechte, gewichtssparende Konstruktion ist das konische Ausdrehen der Kolbenbolzenenden, Abb. 3.93.

Die Abkehr vom Vollschaftkolben und der Einsatz von *Kastenkolben* eröffnet weitere Möglichkeiten zur Massenreduzierung. Der Kolbenschaft ist bei dieser modernen Kon-



Abb. 3.94 Vollschaftkolben und Leichtbau-Kastenkolben im Vergleich

struktion im Bereich der Kolbenbolzennabe weit nach innen gezogen, Abb. 3.94. Damit kann der Kolbenbolzen deutlich verkürzt werden, was erheblich Masse einspart. Der Kolben führt nicht mehr über seine gesamte Mantelfläche, sondern nur noch über zwei schmale Flächen. Die weiter innenliegende Bolzennabe dieser Kolbenbauart erfordert eine sehr sorgfältige Anbindung und Abstützung des Kolbenbodens, da dieser an den beiden Schmalseiten des Kolbenschaft übersteht, woraus sich Biegebelastungen im Übergangsbereich Kolbenboden-Schaft ergeben. Die Verkürzung des Kolbenhemds (Kurzschaft oder Slipperkolben) hat auf die Gewichtsreduzierung nur einen kleinen Einfluss, denn die Wandstärke in diesem Bereich beträgt nur ca. 2 mm und der Massenanteil somit nur wenige Gramm. Kostenkolben bzw. Slipperkolben sind die gängige Bauart für alle modernen Hochleistungsmotoren.

Die größten Materialkonzentrationen liegen beim Kolben zwischen Kolbenboden und Bolzennabe, so dass hier das zweite große Gewichtssparpotential liegt. Der Gewichtsvorteil von 20 %, den die modernen Kolben der Vierventil-Boxermotoren von *BMW* (Abb. 3.94) trotz ihrer größeren Durchmesser gegenüber dem der Zweiventilmotoren hat, ist neben der Verkürzung des Kolbenbolzens auf die Materialeinsparungen in diesem Bereich durch Verringerung der Kompressionshöhe und eine Reduzierung der Kolbenbodendicke zurückzuführen. Extreme Leichtbaukolben für Hochleistungsserienmotoren kommen heute mit Bodenstärken von knapp 5 mm aus, was in Anbetracht von Verbrennungsspitzendrücken von rund 80 bar und Kolbentemperaturen von über 300 °C erstaunlich wenig ist. Es darf ja nicht vergessen werden, dass diese Extrembeanspruchungen bis zu 70-mal pro Sekunde auftreten und pro Kolben eine Leistung bis über 80 kW (Leistung aufgrund der Verbrennung, nicht Nutzleistung!) umgesetzt wird.

Die Kompressionshöhe bestimmt neben dem Gewicht auch unmittelbar die Bauhöhe des Kolbens, und sie geht damit auch in die Gesamtbauhöhe des Motors ein. Damit bietet sich eine elegante Möglichkeit über die Minimierung der Kompressionshöhe des Kolbens, das Pleuel um einige Millimeter verlängern zu können, ohne die Bauhöhe des Motors vergrößern zu müssen. Bestimmt wird die minimale Kompressionshöhe letztlich von der Anzahl der Kolbenringe, deren Breite (Höhe), und den notwendigen Zwischenräumen in der Ringzone des Kolbens. Der Kolben trägt normalerweise drei Ringe, zwei Kompressionsringe und einen Ölabstreifring. Versuche zeigen, dass für Serienmotoren auf den zwei-

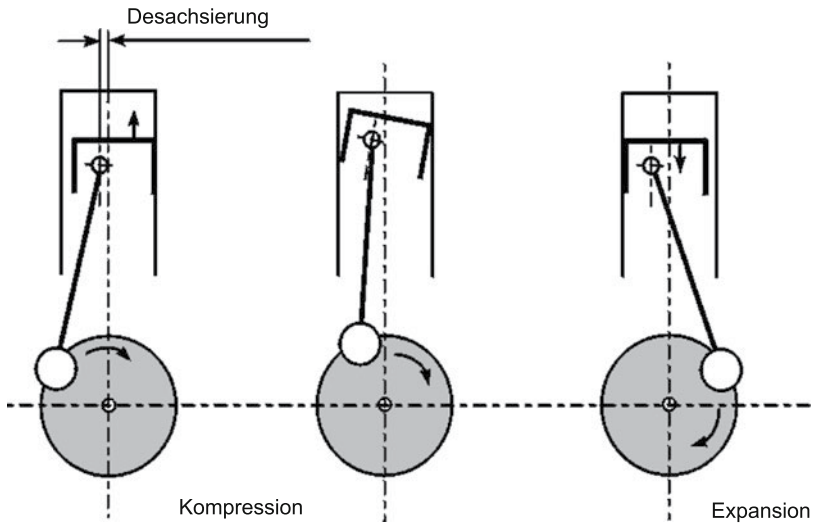


Abb. 3.95 Kippbewegung (Kolbensekundärbewegung) des Kolbens im Zylinder

ten Kompressionsring meist nicht verzichtet werden kann, wenn Abdichteigenschaften und Ölverbrauch über die Motorlebensdauer nicht nachlassen sollen. Die Ringhöhen sollten für Kompressionsringe 1 mm und für den Ölabstreifung 2,5 mm nicht unterschreiten, weil sonst ein Verdrillen der Ringe auftreten kann und sie ihre Abdichtfunktion nicht mehr ausreichend erfüllen können. Zählt man die Maße zusammen und berücksichtigt noch einen Minimalabstand zwischen Kolbenunterseite und Pleuel, so ergibt sich, dass für Dreiringkolben eine Kompressionshöhe von 30 mm nicht wesentlich unterschritten werden kann. Aus all diesen Gründen dürften heutige Kolbenkonstruktionen weitgehend ausgereizt sein, und es sind weitere deutliche Gewichtsreduzierungen ohne Einschränkung der Dauerhaltbarkeit wohl nicht machbar. Fortschritte könnten ggf. zukünftig mit neuen faserverstärkten Leichtmetallwerkstoffen erzielt werden.

Neben diesen Haltbarkeits- und Gewichtskriterien muss der Kolben auch noch seine Führungsaufgaben im Zylinder optimal erfüllen können. Betrachtet man die Kolbenbewegung genauer, so erkennt man, dass der Kolben im Zylinder hin und her kippen kann (Kolbensekundärbewegung), denn innerhalb seines Laufspiels ist seine Lage unbestimmt, Abb. 3.95.

Dieses Kippen wird umso größer, je größer das Laufspiel und je kürzer die Kolbenschaftlänge ist. Deshalb wird bei fast allen Motoren der Kolben desachsiert, d. h. die Mittelachse des Kolbenbolzens verläuft um wenige mm versetzt zur Zylinderachse. Damit soll eine definierte Anlage des Kolbens an die Zylinderwand erreicht werden. Genaue Untersuchungen zeigen aber, dass trotz Desachsierung während der Auf- und Abbewegung ein mehrfacher Anlagewechsel des Kolben stattfindet [3.13]. Jeder Anlagewechsel führt zu einem harten Anschlag der Kolbenkanten an den Zylinder mit entsprechender Geräuschanregung. Besonders bei luftgekühlten Motoren mit Kühlrippen und guter Schallabstrahlung wirkt sich dies deutlich messbar auf die Geräuschemission des Motors aus.

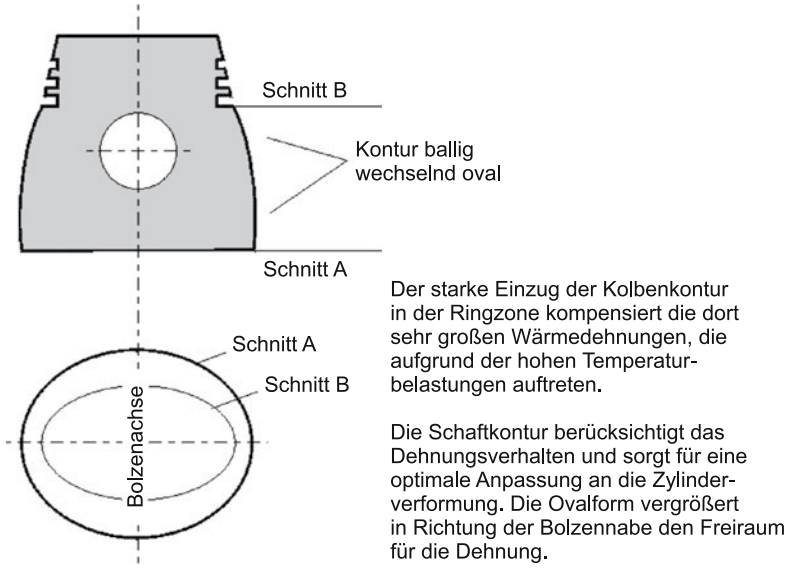


Abb. 3.96 Kolbenkontur

Deshalb muss das Laufspiel der Kolben im Zylinder insbesondere bei Kurzschaftkolben so klein wie möglich gehalten werden. Generell benötigen luftgekühlte Motoren ein etwas größeres Kolbenlaufspiel als wassergekühlte (vgl. nächstes Kapitel). Beschichtete Aluminiumzylinder mit gleichem Dehnungsverhalten wie die Kolben sind vorteilhafter als Graugusszylinder bzw. Aluzylinder mit Graugusslaufbuchse, wobei allerdings Grauguss bezüglich der Schallübertragung bessere Dämpfungseigenschaften hat. Durch genaue Anpassung der Kolbenkontur an seine Temperaturbelastung und sein Dehnungsverhalten, Abb. 3.96, kann eine weitgehende Laufspielminimierung und befriedigendes Kippverhalten auch bei Kurzschaftkolben erreicht werden. Übliche Kalt-Einbauspiele für den Kolben betragen bei motorradüblichen Kolbendurchmessern (60–80 mm) rund 0,05 mm am unteren Schaftende und 0,25–0,35 mm im Bereich des Feuerstegs.

In Abb. 3.97 sind drei weitere Ausführungsbeispiele von Kolben, wie sie in Motorradmotoren eingesetzt werden, dargestellt. Der Ovalkolben, von HONDA als einzigem Motorenhersteller zur Serienreife entwickelt und im Modell NR750R eingesetzt, stellt eine Novität dar, die aber nicht zuletzt wegen der sehr aufwändigen Fertigung der Kolbenringe eine exotische Ausnahme geblieben ist. Die Kolben der BMW K 1200 S und der YAMAHA YZF-R1 sind typische Vertreter moderner Leichtbau-Kolbenkonstruktionen.

3.7.2 Gestaltung von Kurbelgehäuse und Zylinder

Kurbelgehäuse und Zylinder gehören eng zusammen; zunehmend werden auch beide Bauteile konstruktiv im sogenannten *Zylinderkurbelgehäuse* zusammengefasst. Während der Zylinder zusammen mit dem Kolben für die Geradführung des Kurbeltriebs sorgt, nimmt das Kurbelgehäuse als Fundament des Motors alle Bauteile des Kurbeltriebs sowie alle im

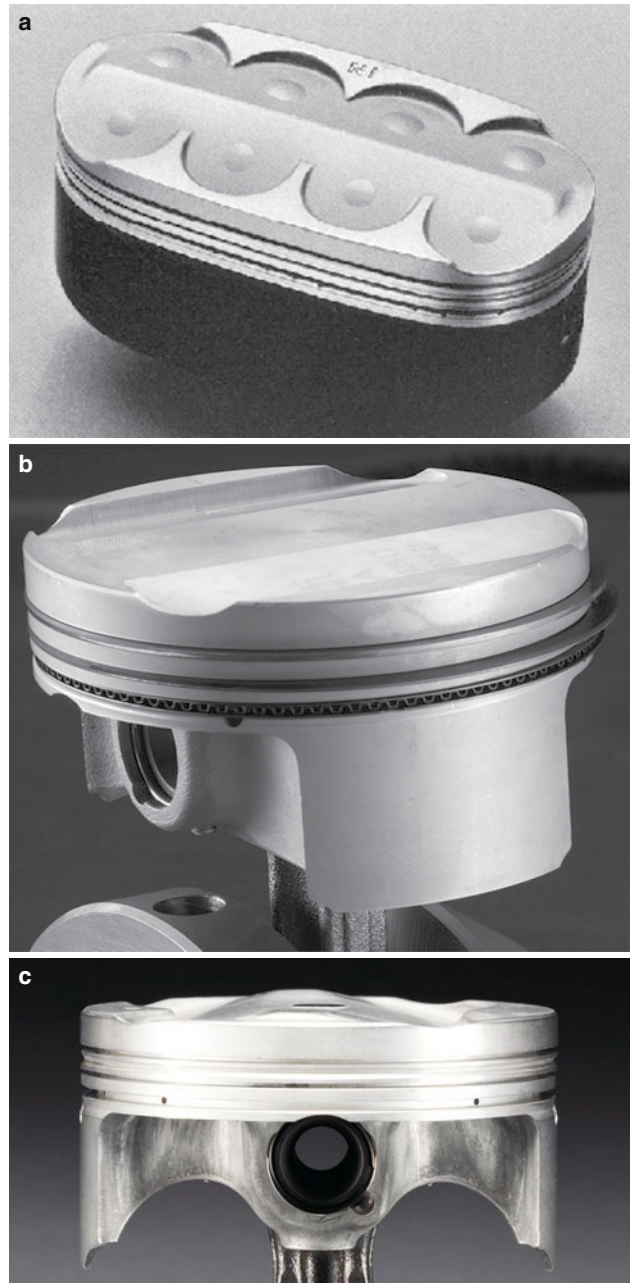


Abb. 3.97 Ovalkolben und Standardkolben. *Oben links*: Ovalkolben (HONDA); *oben rechts*: Leichtbaukolben (BMW K 1200 S); *unten links*: Leichtbaukolben (YAMAHA YFZ-R1, 2009)

und am Motor wirkenden inneren und äußeren Kräfte auf. Auf den geschlossenen Kraftfluss der *Gaskräfte* wurde schon früher verwiesen, vgl. Abb. 3.44 und Abschn. 3.5.1. Diese inneren Kräfte beanspruchen selbstverständlich das Kurbelgehäuse, indem sie versuchen, dieses zwischen Zylinderkopf und Kurbelwellenebene auseinanderzuziehen.

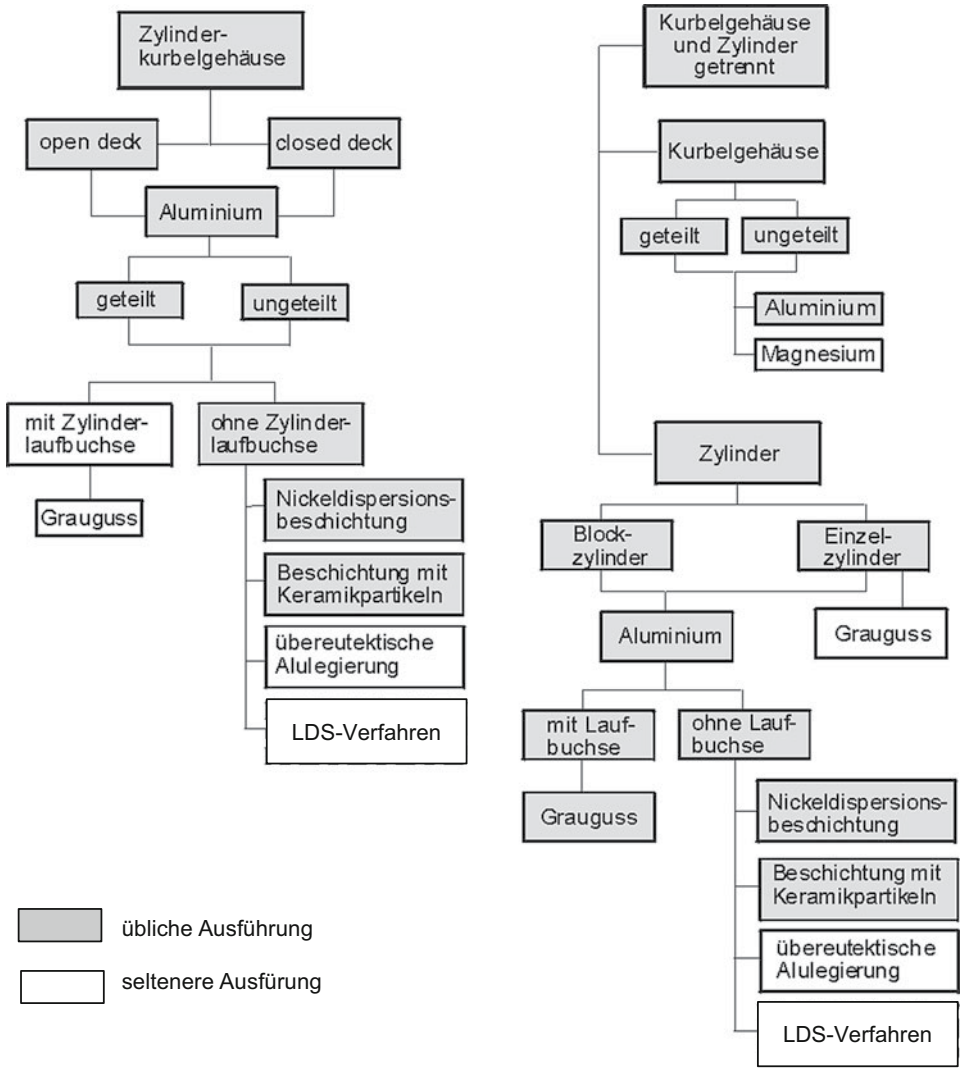


Abb. 3.98 Systematische Einteilung der möglichen Bauarten von Kurbelgehäusen

Die *Massenkräfte* aus dem Kurbeltrieb werden ebenfalls aufgenommen und, soweit sie als freie Kräfte nach außen wirksam werden, an die Motoraufhängungspunkte weitergeleitet. Werden sie durch den Massenausgleich zu inneren Kräften, wirken sie innerhalb des Kurbelgehäuses über die Kurbelwelle als Biegebeanspruchung. Ist der Motor tragendes Element im Fahrwerkskonzept, muss das Kurbelgehäuse auch noch Fahrwerkskräfte aufnehmen und weiterleiten.

Es wird deutlich, dass das Kurbelgehäuse ein hoch belastetes Bauteil ist, das kombinierten Zug-, Druck-, Biege- und Torsionsbeanspruchungen unterliegt. Als größtes Einzelteil des Motors bestimmt seine Konstruktion wesentlich das Motorgesamtgewicht; Leichtbau

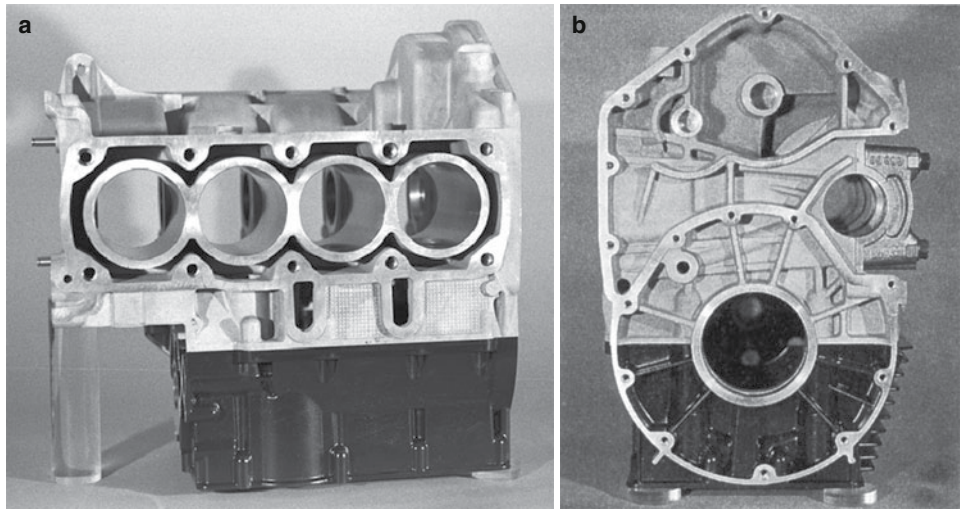


Abb. 3.99 Ungeteiltes Zylinderkurbelgehäuse des BMW K 100 Motors

hat daher auch beim Kurbelgehäuse hohe Priorität. Kurbelgehäuse für Motorradmotoren werden daher schon seit Jahrzehnten ausnahmslos aus Leichtmetall gefertigt. Wegen der Präzision, die eine Kurbelwellenlagerung erfordert, muss das Kurbelgehäuse ganz besonders im Bereich der Hauptlagergasse höchste Steifigkeit aufweisen und darf sich unter der Einwirkung äußerer und innerer Kräfte wie auch infolge thermischer Dehnungen nur unwesentlich verziehen. Erreicht wird dies generell durch entsprechende Wandstärken im Bereich der Lagerungen und durch aufwändige Verrippungen innerhalb der Gehäusestruktur.

Analog zu den unterschiedlichen Motorbauarten gibt es eine große Vielfalt in der Bauausführung der Kurbelgehäuse. Die Übersicht in Abb. 3.98 zeigt eine systematische Einteilung in mögliche Bauprinzipien. Anhand ausgewählter Beispiele sollen die konstruktiven Besonderheiten sowie die Vor- und Nachteile der verschieden Kurbelgehäusebauformen näher erläutert werden.

Die im Automobilbau als Standard verwendete Bauart eines ungeteilten *Zylinderkurbelgehäuses* ist bei modernen Motorrädern kaum verbreitet. Sie wurde von *BMW* erstmals 1983 in den K-Modellen (K100) mit dem liegenden, wassergekühlten Reihenmotor angewandt, Abb. 3.99**,** und auch bei den Nachfolgemodellen mit 1100 und 1200 cm^3 bis in die 2000er-Jahre noch verwendet. Bei dieser Konstruktion sind Zylinder und Kurbelgehäuse in einem gemeinsamen Gussteil ausgeführt; sie zeichnet sich durch sehr hohe Steifigkeit bei geringem Gewicht aus. Durch zusammengegossene Zylinder kann der Zylinderabstand minimiert und das Kurbelgehäuse optimal kurz gehalten werden. Dies ist beim Längseinbau des Motors dann besonders wichtig, wenn – wie bei *BMW* – das Getriebe hinter dem Motor angeflanscht wird. Die Länge der Motor-Getriebeeinheit bestimmt in diesem Fall nämlich wesentlich den Radstand, und dieser darf nicht unnötig lang werden. Zusätzlich trägt die kompakte Zylindereinheit zur Steifigkeitserhöhung des Motorblocks bei, was in

diesem Falle besonders wichtig war, weil der Motor als mittragende Einheit für das Fahrgestell diente. Auf die Kühlung haben die zusammengegossenen Zylinder wegen der guten Wärmeleitfähigkeit von Aluminium keinen nachteiligen Einfluss.

Der Gewichtsvorteil eines Zylinderkurbelgehäuses ergibt sich auch aus dem Entfall von (dickwandigen) Flanschflächen für die Zylinderbefestigung und ggf. auch durch eine vereinfachte Verschraubung mit Entfall einiger Schrauben und Dichtungen. Es sind weniger mechanische Bearbeitungen am Gehäuse notwendig, wodurch die Fertigung dieses Kurbelgehäusetyps insgesamt recht wirtschaftlich wird. Das dargestellte Gehäuse ist eine *Open-deck*-Konstruktion, bei der der Kühlwasserraum der Zylinder nach oben offen und nicht durch eine Deckplatte (closed deck) verschlossen ist. Dadurch wird die Entfernung des Wassermantelkerns nach dem Gießen sehr vereinfacht. Die Steifigkeit der Zylinderanbindung ist allerdings gegenüber einer Closed-deck-Konstruktion etwas geringer. Das gezeigte Kurbelgehäuse dieser K-Motoren ist im Niederdruck-Kokillenguss-Verfahren aus der Aluminiumlegierung ALSi10Mg gefertigt und wiegt einschließlich der Hauptlagerböcke, die aus Grauguss bestehen, rund 16 kg.

Die untere Wandstärkengrenze für Kokillenguss liegt um die 3 mm, nicht-tragende Zwischenwände und Rippen fallen also schwerer aus, als für die Funktion nötig. Tendenziell ergibt das einen Gewichtsnachteil für dieses Verfahren gegenüber dem Druckguss der dünnere Wandstärken erlaubt. Das Gewicht hängt aber wesentlich von der Gesamtkonstruktion und der Dimensionierung ab, die an das jeweilige Gießverfahren angepasst werden müssen. Eine pauschale Wertung ist deshalb nicht möglich.

Will man die Vorteile von Druckguss nutzen (dünnere Wandstärken, höhere Wirtschaftlichkeit wegen kürzerer Gießzyklen), sind Konstruktionen mit einer Gehäuseteilung unumgänglich. Die komplexe großvolumige Struktur eines einteiligen Gehäuses ist im Druckguss nicht umsetzbar. Am weitesten verbreitet ist die *horizontale* Teilung des Kurbelgehäuses in der Mittenebene der Hauptlager, bei der sich die Montage der Hauptlager und der Kurbelwelle besonders einfach gestaltet. Insbesondere die japanischen Hersteller setzen seit Jahrzehnten auf diese Bauart des *geteilten Kurbelgehäuses*. Selbstverständlich können diese auch im Kokillenguss produziert werden, beide Gießverfahren finden für diese Konstruktion Anwendung.

Auf weitere Konstruktionsmerkmale dieser verbreiteten Bauart soll kurz eingegangen werden. Beispielhaft betrachten wir dazu das in der Abb. 3.100 gezeigte *Zylinder-Kurbelgehäuse* der 2004 vorgestellten BMW K 1200 S. Hier ist das Kurbelgehäuseoberteil als einteiliges Gussstück mit *integrierten Zylindern* ausgeführt. Das spart eine separate Zylindermontage, und es entfallen die Bearbeitungskosten für die sonst nötige Dichtfläche am Zylinderfuß. Zudem machen die in das Oberteil integrierten Zylinder das gesamte Bauteil sehr steif und eine einteilige Konstruktion spart Gewicht. Die tragenden Strukturen, also der Hauptlagerbereich mit seiner Anbindung, sind großzügig dimensioniert und sichern durch ihre Steifigkeit die Formtreue der Hauptlager unter Belastung. Im Kurbelgehäuse-Unterteil sind die Lagerbrücken über die Kurbelgehäusewände verbunden. Das Unterteil trägt auch das Getriebe, das hier als Kassettengetriebe ausgeführt ist. Deutlich erkennbar sind die unterschiedlichen Wandstärken. Eine Besonderheit ist, dass das Kurbelgehäuse-Oberteil mit den Zylindern im Niederdruck-Kokillen-Gussverfahren gefertigt wurde und das Unterteil in

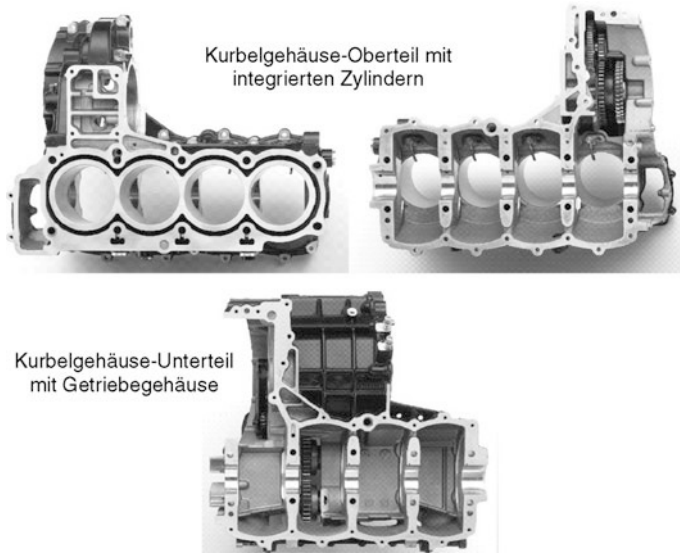


Abb. 3.100 Kurbelgehäuseteile der BMW K 1200 S

Druckguss. Damit sind im Unterteil für die nichttragenden Bereiche dünne Wandstärken möglich. Für den Kokillenguss des Oberteils spricht, dass sich dieser wegen der porenfreien Oberfläche der Kokillenguss problemlos mit einer galvanischen Lauffläche (*NIKASIL*®) beschichten lässt. Das ist bei Druckguss schwierig bis unmöglich, weil dieser verfahrensbedingt oft kleinste Poren mit Lufteinschlüssen aufweist, die bei der Zylinderbearbeitung (Feindrehen) freigelegt werden. Diese beeinträchtigen beim galvanischen Auftragen der Laufschicht die Oberflächengüte und Haftung der Beschichtung (vgl. späteren Abschnitt dazu).

Ein vollständig in Druckguss ausgeführtes Kurbelgehäuse mit integriertem Zylinder zeigt Abb. 3.101 am Beispiel des Einzylindermotors aus der BMW G310.

In den Zylinder wird hier eine separate (nasse) Laufbuchse aus Aluminium eingesetzt, die mit *NIKASIL*® beschichtet ist.

Ein ebenfalls leicht und filigran gestaltetes Kurbelgehäuse, bei dem die Zylinder aber als separates Bauteil ausgeführt sind und mittels Zugankern verschraubt werden, zeigt ein Beispiel von MV Agusta für den 1000er Vierzylinder, Abb. 3.102. Es ist Kokillenguss-Verfahren gefertigt. Die Kräfte aufnehmenden Strukturen sind auch bei diesem Gehäuse entsprechend dimensioniert, während die Zwischenwände ohne tragende Funktion dünnwandig ausgeführt sind.

Gut erkennbar ist an diesem Bild die Materialzugabe und für den Dichtflansch der Zylinder und die notwendige Dimensionierung dieses Bereichs, die das Gewicht gegenüber der Lösung mit integrierten Zylindern erhöht.

Ein Blick in die Vergangenheit zeigt am Beispiel der YAMAHA FZ 750 (Modelljahr 1988) weitere interessante Konstruktionsdetails für Kurbelgehäuse, Abb. 3.103. Auch hier sind Kurbelgehäuse und Zylinder getrennte Gussteile, eine Bauart, die jahrzehntelang Stan-

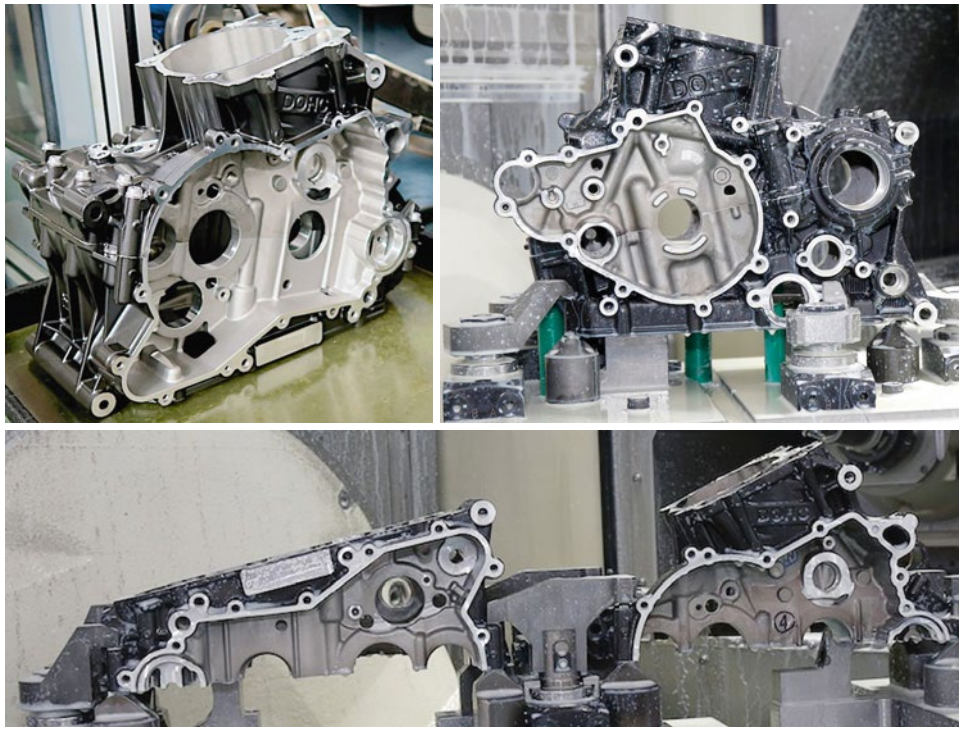
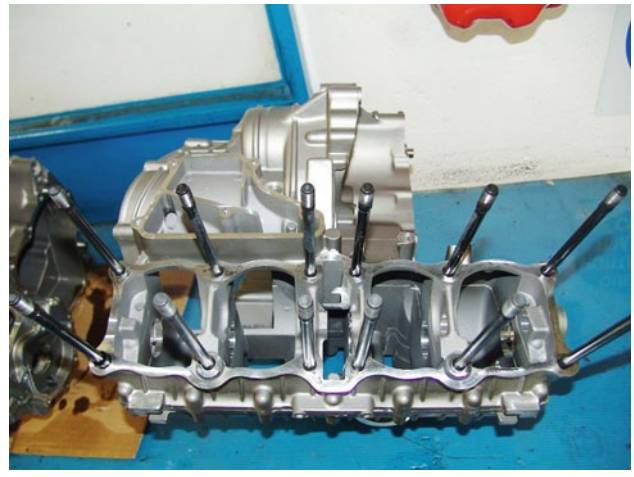


Abb. 3.101 Kurbelgehäuse mit integriertem Zylinder der BMW G310 (BMW/Arnold Debus)

Abb. 3.102 Kurbelgehäuse MV Agusta



dard in Japan war. Für die Trennung von Zylindern und Kurbelgehäuse gab es einige Gründe. Solange preiswerte Graugusszylinder den Anforderungen genügten, war die getrennte Bauweise von Gehäuse und Zylindern vorgegeben. Beim zunehmenden Übergang auf Aluminiumzylinder wurde diese bewährte Bauweise dann von vielen Herstellern ein-

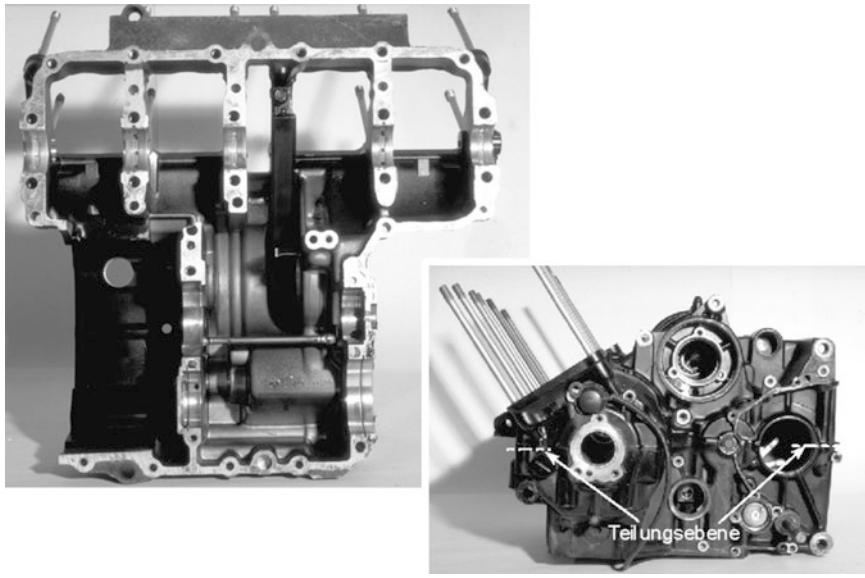


Abb. 3.103 Kurbelgehäuseteile der YAMAHA FZ 750 (Modelljahr 1988)

fach beibehalten. Eine Rolle spielte und spielt sicher auch noch, dass bei Verschleiß oder Beschädigung der Zylinderlaufbahn es preiswerter ist, nur den Zylinderblock auszutauschen bzw. zu überarbeiten, statt des Kurbelgehäuses.

Die tragenden Strukturen sind bei diesem Gehäuse entsprechend groß dimensioniert, während die Wandstärke bei Zwischenwänden ohne tragende Funktion sehr klein gehalten wurde. Um Kräfte quer zur horizontalen Gehäuseteilung aufzufangen, ist das Gehäuse im Bereich der Kurbelwellenhauptlager zusätzlich verschraubt. Die durchgehenden Stiftschrauben (Zuganker), mit denen Zylinderblock und Zylinderkopf gemeinsam verschraubt werden, leiten die Gaskräfte auf geradem Wege sehr günstig in das Kurbelgehäuse ein. Seine Steifigkeit erhält das Gehäuse durch die vielfache Verschraubung von Ober- und Unterteil. Das Gehäuse ist ein Druckgussteil, was eine filigrane Gestaltung der nichttragenden Bereiche ermöglicht und zudem eine vorteilhaft glatte Oberfläche des Gussteils ergibt. Interessant ist der Gewichtsvergleich dieses Kurbelgehäuses mit dem deutlich massiver erscheinenden Zylinderkurbelgehäuse der BMW K100 von 1983: Die Yamaha-Konstruktion hat keinen signifikanten Vorteil, beide Kurbelgehäuse bringen mit Zylindern etwa den gleichen Wert auf die Waage. Der Grund für dieses überraschende Ergebnis liegt einerseits in den Graugusslaufbuchsen des *YAMAHA*-Motors (Baujahr 1988) und in der Vielzahl der Schrauben zum Zusammenfügen des Motors. Berücksichtigt man noch, dass der K100-Motor Hauptlagerdeckel aus Grauguss hat und bei gleicher Bohrung mehr Hubraum aufweist (1000 cm^3 statt 750 cm^3), wird der konstruktionsbedingte Gewichtsvorteil der Zylinderintegrierung beim Zylinderkurbelgehäuse besonders deutlich.

Eine weitere Bauform mit einem vertikal geteilten Kurbelgehäuse zeigt das Beispiel von einer DUCATI, Abb. 3.104.

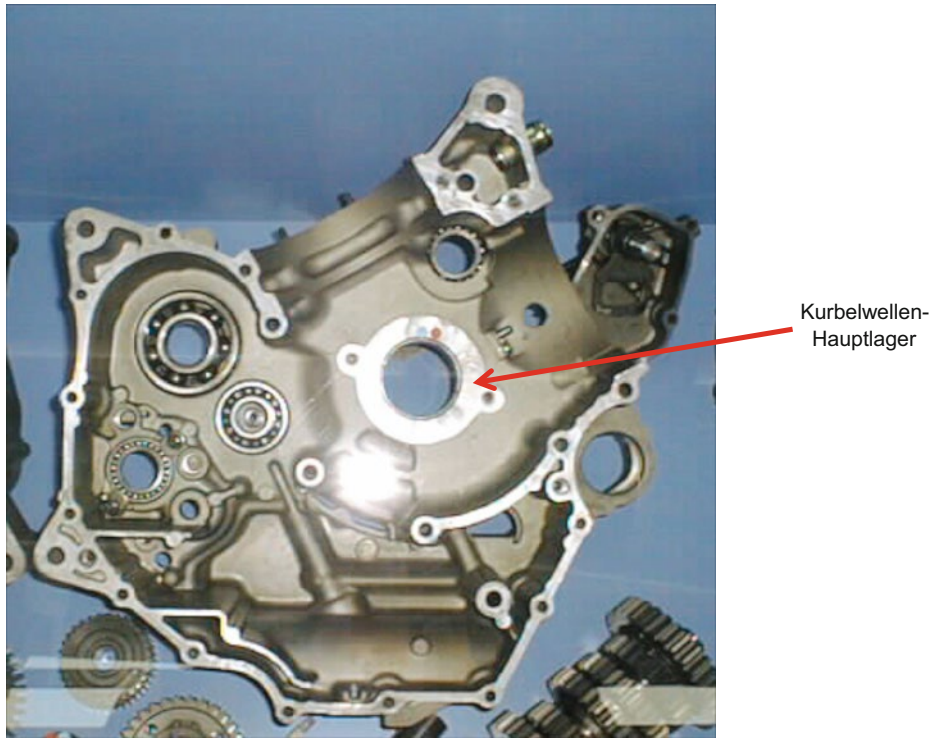


Abb. 3.104 Vertikal geteiltes Kurbelgehäuse eines 2-Zylinder-V-Motors von Ducati

Die Teilungsebene verläuft hier mittig durch die Zylinder-Aufnahmebohrung. Das bedingt ein Einpressen der Kurbelwellenhauptlager, um die notwendige radiale Vorspannung für den unabdingbaren festen Sitz zu erzeugen. Die Kurbelwellenmontage gestaltet sich aufwendiger, weil die Welle erst in ein Lager eingefädelt werden muss und danach die andere Hälfte aufgesetzt wird.

Das geteilte Gehäuse der aktuellen Generation des BMW Boxermotos mit Wasserkühlung zeigt Abb. 3.105.

Die Teilung ergibt sich naturgemäß aus der Boxerbauart mit liegenden Zylindern, die Teilungsebene verläuft durch die Mittenachse der Kurbelwellen. Die Zylinder sind angegossen, es handelt sich damit um die Bauart Zylinder-Kurbelgehäuse. Bemerkenswert ist die Herstellung im Druckgussverfahren, was wegen der komplexen Außenstruktur mit den Kühlrippen eine besondere Herausforderung darstellt. Mit insgesamt 18,4 kg ist das Gehäuse überraschend leicht für diese Motorgröße, denn das Gehäuse nimmt das Getriebe mit auf. Die Zylinderlaufbahnen sind mit einem neuartigen Verfahren, dem Lichtbogen-Draht-Spritzverfahren (LDS-Beschichtung), beschichtet, darauf wird am Ende dieses Kapitels noch näher eingegangen.

Nur mehr historische Bedeutung hat das ungeteilte Gehäuse mit separaten Zylindern, auch Tunnelgehäuse genannt, Abb. 3.106. Es wurde unter anderem bei *BMW* von Beginn

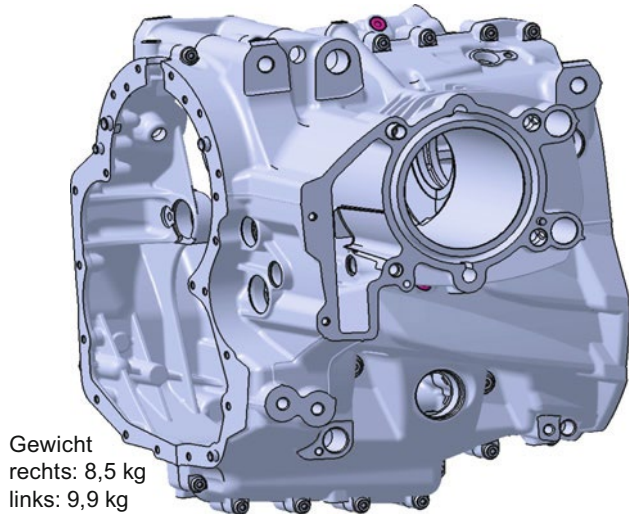


Abb. 3.105 Gehäuse des wassergekühlten BMW Boxermotors

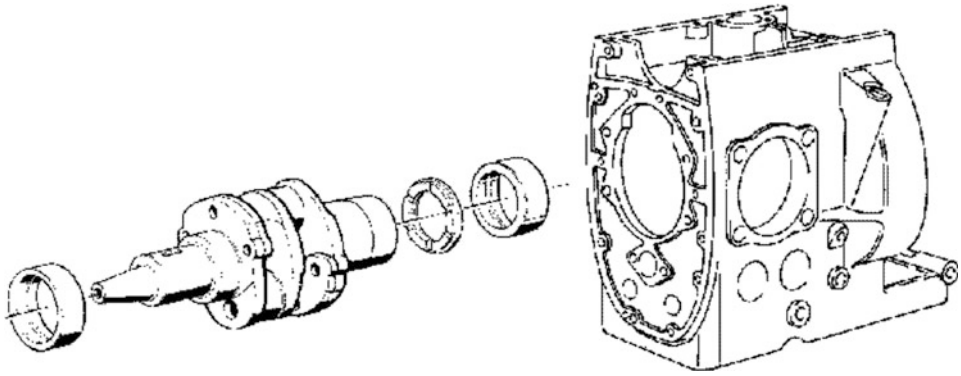


Abb. 3.106 Tunnelgehäuse des BMW Zweizylinder-Boxermotors (1000 cm^3, 2-Ventiler)

an über Jahrzehnte in allen Zweiventil-Boxermotoren eingesetzt. Erst mit dem Einsatz der ersten 4-Ventil-Motorengeneration in 1993 wurde diese Konstruktion von einem geteilten Gehäuse abgelöst.

Es weist fertigungstechnische Nachteile auf, die vom schwierigen Guss über die ungünstige mechanische Bearbeitung bis zur Kurbelwellenmontage reichen. Diese ist nicht automatisierbar, sondern die Kurbelwelle muss von Hand in das Kurbelgehäuse eingeführt werden. Die oft angeführte, höhere Steifigkeit dieser Gehäusebauart im Vergleich zum geteilten Gehäuse kann man anzweifeln, weil diese Gehäusekonstruktion sehr große Durchbrüche zum Einsetzen der Kurbelwelle benötigt und ein Lagerschild zur Befestigung des vorderen Hauptlagers.

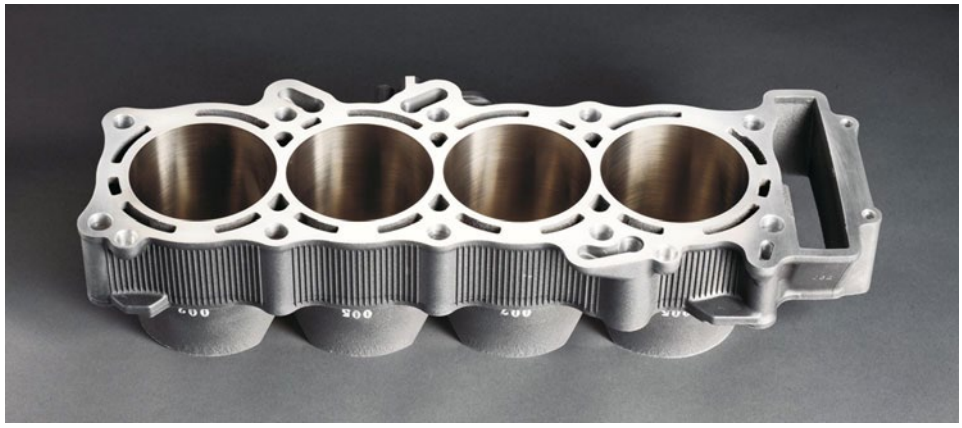


Abb. 3.107 Blockzylinder eines wassergekühlten Vierzylinderreihenmotors

Eine seltene Variante stellt das Kurbelgehäuse aus Magnesium dar. Da das spezifische Gewicht von Magnesium nur etwa 60 % von Aluminium beträgt, ergeben sich attraktive Leichtbaumöglichkeiten. Magnesiumlegierungen sind aber teuer, korrosionsanfällig und u. U. problematisch hinsichtlich der Dauerhaltbarkeit, all dies steht einer breiten Verwendung entgegen. Bei sehr sportlichen Motorrädern wird Magnesium jedoch entweder komplett (z. B. *APRILIA* V2-Motor im Modell Mille) oder teilweise in Form von Deckeln (z. B. Ventildeckel *BMW* Boxer, S1000RR) und Abdeckungen eingesetzt. Bemerkenswert ist, dass bereits Ende der 60er-Jahre in der *MÜNCH* das Kurbelgehäuse aus Magnesium bestand.

Sofern die Zylinder als separate Bauteile ausgeführt werden, lassen sie sich den beiden Kategorien *Blockzylinder* und *Einzelzylinder* zuordnen. Beim Blockzylinder sind mehrere Zylinder zu einem einzigen Block zusammengegossen. Diese Bauart bietet sich bei Mehrzylinder-Reihenmotoren und ist seit vielen Jahren Standard, ein Beispiel zeigt Abb. 3.107. Einzelzylinder wären bei diesen Motoren teurer, der Zylinderabstand würde sich zwangsläufig vergrößern und der Motor schwerer und größer werden. Die Blockbauweise hat darüber hinaus eine höhere Eigensteifigkeit und versteift dadurch im Verbund das gesamte Kurbelgehäuse. Nur bei luftgekühlten Mehrzylinder-Reihenmotoren könnte man sich ggf. noch Einzelzylinder vorstellen, um durch entsprechende unterschiedliche Kühlrippengestaltung den Wärmehaushalt der innenliegenden Zylinder zu verbessern. Wegen der notwendigen Kühlrippen spielt hier der Vorteil der Blockzylinder, den Zylinderabstand klein halten zu können, nur eine untergeordnete Rolle. Da neuentwickelte Reihenmotoren ausschließlich wassergekühlt sind, spielen diese Überlegungen heutzutage keine Rolle mehr.

Als Werkstoffe für Zylinder werden heute nur noch Aluminiumlegierungen verwendet, während bei früheren Motorkonstruktionen auch Grauguss den Anforderungen genügte. Derartige Zylinder waren preisgünstig herzustellen, weil der Werkstoff billig war und die Kolben direkt auf dem Grauguss laufen konnten. Die vergleichsweise geringe Wärmeabfuhr bei Grauguss reichte für die geringen Zylinderleistungen aus. Wegen der Zylinderzahl – es wurden fast ausschließlich Ein- und Zweizylindermotoren gebaut – spielte der



Abb. 3.108 Kurbelgehäuse und nasse Laufbuchse (BMW G310) (BMW/Arnold Debus)

Gewichtsnachteil von Grauguss keine so große Rolle. Als letzter bedeutender Hersteller rüstete *HARLEY-DAVIDSON* seine Motoren noch bis vor einigen Jahren mit Graugusszylindern aus, ging dann aber ebenfalls auf Aluminium über.

Bereits erwähnt wurde, dass der Kolben wegen Verschleiß und der Fressgefahr nicht direkt auf dem relativ weichen Aluminium der Zylinder laufen darf. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit, entweder separate Laufbuchsen in die Zylinder einzuziehen oder die Zylinderlaufbahnen mit einer abriebfesten Oberfläche zu versehen. Weit verbreitet sind dünnwandige Laufbuchsen aus Grauguss, es werden aber auch beschichtete Aluminium-Laufbuchsen verwendet. Die Grauguss-Laufbuchsen werden meist mit in die Zylinder eingegossen, die zweite Möglichkeit ist das nachträgliche Einpressen der Buchsen. Für Laufbuchsen gibt es zwei Varianten: die sogenannte *nasse Laufbuchse*, die nur mittels (abgedichteten) Bund geführt wird, ansonsten aber direkt vom Kühlwasser umspült wird, und die komplett in den Aluminiumzylinder eingepresste *trockene Laufbuchse*. Ein Ausführungsbeispiel für eine nasse Laufbuchse zeigt Abb. 3.108.

Die Verwendung von Grauguss-Laufbuchsen hat im Wesentlichen Kostengründe. Sie erhöhen das Gewicht, verschlechtern die Wärmeabfuhr und es wird wegen der kleineren Wärmeausdehnung von Grauguss ein höheres Kolbeneinbauspiel nötig (verschlechtert die Akustik). Die Vorteile von Aluminiumzylindern werden erst durch eine Laufbahnbeschichtung vollständig ausgenutzt.

Für den Auftrag verschleißfester, harter Schichten auf das Aluminium gibt es verschiedene Möglichkeiten. Bewährt haben sich Nickeldispersionsbeschichtungen, besser bekannt unter den Markennamen *NIKASIL*® (Fa. Mahle) oder *GALNIKAL*®. Bei diesen Verfahren wird in einem galvanischen Prozess eine dünne Nickelschicht auf der Zylinderoberfläche abgeschieden, in die feinst verteilt mikroskopisch kleine Partikel von Siliziumkarbid (SiC)

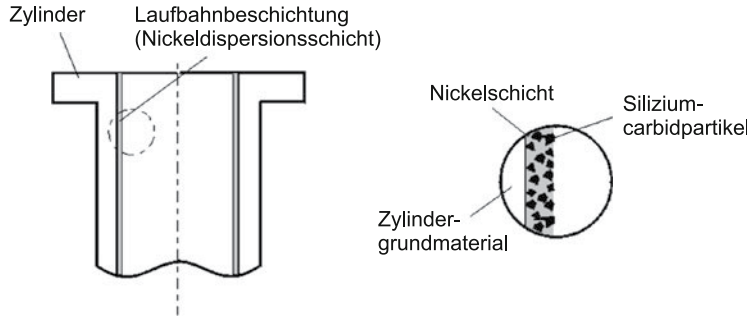


Abb. 3.109 Nickeldispersionsschicht auf der Zylinderlaufbahn

eingelagert sind. Diese Partikel, die extrem hart und verschleißfest sind, werden durch ein anschließendes Honen der Zylinderbohrung an der Oberfläche der Beschichtung freigelegt und bilden die eigentliche Laufbahn für Kolben und Kolbenringe, Abb. 3.109. Das Nickel dient lediglich als Bindemittel für das Siliziumkarbid und stellt im galvanischen Prozess die elektrische Leitfähigkeit der Dispersion her. Die Vorzüge dieser Beschichtung liegen in der extremen Abriebfestigkeit und in der großen Fresssicherheit auch bei ungünstigen Schmierverhältnissen am Kolben. Diese kommt neben den Materialeigenschaften auch durch die Ölhaltefähigkeit der Beschichtung (Öl hält sich in den Zwischenräumen der Partikel) zustande. Wegen der geringen Schichtstärke ist der Wärmedurchgangswiderstand zum Aluminium gering, so dass beschichtete Zylinder eine hervorragende Wärmeabfuhr aufweisen. Nachteile des Verfahrens sind die aufwändige Prozesstechnologie, die eine sichere Beherrschung einer Vielzahl von Parametern des galvanischen Verfahrens erfordert und der hohe Aufwand für den Umweltschutz (Nickelverbindungen sind problematisch). Daher wurden weitere Beschichtungsverfahren zur Serienreife entwickelt. Japanische Hersteller propagieren Beschichtungen mit keramischen Partikeln, die in einem elektrochemischen Prozess aufgebracht werden (z. B. *YAMAHA*, im Modell YZF-R1). Vom Prinzip her sind diese Beschichtungen den Nickeldispersionsschichten ähnlich.

Eine weitere Möglichkeit zur Erzeugung harter Laufschichten im Zylinderkurbelgehäuse ist die Verwendung übereutektischer Aluminiumlegierungen (*ALUSIL*-Verfahren, siehe Anhang). Dabei wird das gesamte Gehäuse aus einer Aluminiumlegierung mit einem Siliziumanteil von 17 % hergestellt. Diese Legierung wird nach dem Gießen gezielt so abgekühlt, dass sich sogenannte Primärsiliziumkristalle hoher Härte an der Zylinderlaufbahn ausbilden. Diese werden bei der nachfolgenden Bearbeitung und durch ein spezielles Ätzverfahren freigelegt und bilden dann den Verschleißschutz für die Zylinderlaufbahn. Derartige Kurbelgehäuse wurden bei Motorradmotoren bisher noch nicht angewandt, finden bzw. fanden sich aber bei Automobilmotoren aus Leichtmetall (*BMW* 12-Zylinder, *Porsche* V8-Motor, *Daimler-Benz* V8-Motoren).

Die neueste Technologie, die ursprünglich für PKW zur Serienreife entwickelt wurde (Daimler-Benz und BMW), stellt das LDS-Verfahren (Lichtbogen-Draht-Spritz-Verfahren) dar, bei dem eine verschleiß- und reibungsarme Eisen-Kohlenstoff-Beschichtung fest haf-

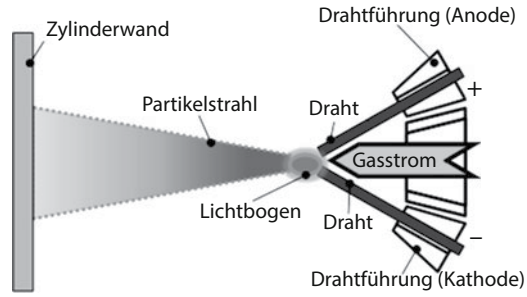


Abb. 3.110 LDS-Verfahren für verschleissarme Laufschichten des Zylinders

tend auf die Aluminiumoberfläche der Zylinderbohrung aufgespritzt wird. Abb. 3.110 zeigt das Prinzip dieser Beschichtungstechnologie.

Durch einen elektrisch erzeugten Lichtbogen werden zwei Drähte aufgeschmolzen und in einem Plasma bzw. Gasstrom (Inertgas, z. B. Argon) auf die Zylinderinnenwand aufgespritzt. Durch die sehr schnelle Erstarrung entsteht eine harte Eisenschicht (martensitreiche Eisenschicht), die nach der Feinbearbeitung (ein spezielles Honverfahren) nur noch 0,1–0,15 mm dick ist und eine sehr glatte Oberfläche mit feinen Poren erhält. Diese Feinbearbeitung legt mikroskopisch kleine Poren frei, die für eine gute Ölhaftung sorgen und durch Aufnahme von Öl eine Schmierungsreserve darstellen. Diese Oberfläche reduziert die Reibung und den Verschleiß zwischen Kolben und Zylinderlaufbahn auf ein Minimum. Durch die geringe Dicke der bearbeiteten Beschichtung wird die Wärmeableitung aus dem Zylinder homogenisiert und dadurch verbessert. BMW Motorrad hat diese hochmoderne Beschichtung erstmals bei der aktuellen Generation des wassergekühlten Boxermotors eingesetzt.

Bei der konstruktiven Auslegung aller Zylinderbauarten muss auf hohe Steifigkeit geachtet werden. Ein grundsätzlich unvermeidbares Problem sind Zylinderverzüge, die durch die Schraubenkräfte bzw. den Druck der Zylinderkopfdichtung sowie durch ungleichmäßige Dehnung bei Erwärmung der Zylinder erzeugt werden, Abb. 3.111.

Die Kräfte der Zylinderkopfverschraubung wirken über die Zylinderkopfdichtung auch als Druckkraft auf den oberen Zylinderrand und bewirken, dass der Zylinder im oberen Bereich ausbeult. Grundsätzlich sollten die Zylinderkopfschrauben für einen günstigen Kraftfluss und eine gleichmäßige Druckverteilung der Zylinderkopfdichtung möglichst nahe am Zylinder verlaufen. Ist der Zylinderkopf jedoch nicht mit durchgehenden Zugankern im Kurbelgehäuse befestigt, sondern mit dem Zylinder direkt verschraubt, bewirkt die Gewindeanbindung dieser Schrauben ebenfalls Verformungen der Zylinderbohrung. Im Bild sind diese Verformungen im Verhältnis übertrieben groß dargestellt. Sie betragen bei ausgeführten Zylinderkonstruktionen mehrere hundertstel Millimeter. Durch Wärmedehnungen im Betrieb können sich diese Zylinderverzüge verlagern, verstärken, in (seltenen) günstigen Fällen aber auch abschwächen. Bei der Auslegung des Laufspiels zwischen Kolben und Zylinder müssen diese Verzüge berücksichtigt werden. Je größer diese sind, umso größer muss auch das Kolbenlaufspiel sein. Wie bereits im Abschnitt über die Kolben

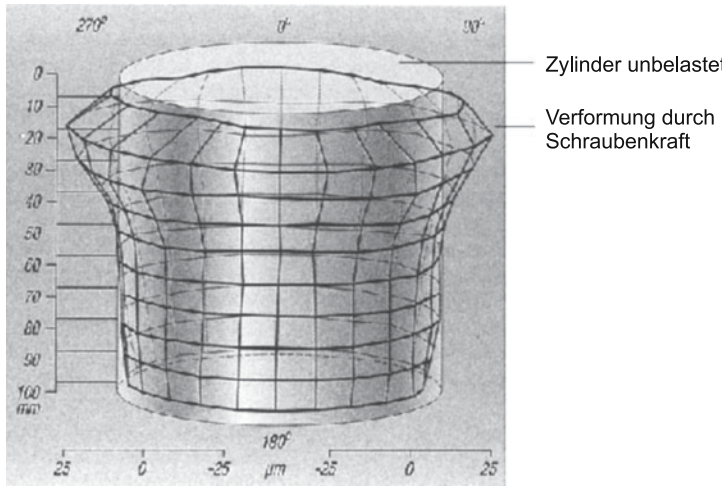


Abb. 3.111 Schematische Darstellung der Zylinderverzüge

dargelegt wurde, muss aus Geräuschgründen jedoch das kleinstmögliche Kolbenlaufspiel angestrebt werden.

Eine möglichst verzugsarme, steife Zylinderkonstruktion ist daher sehr wichtig. Generell neigen luftgekühlte Zylinder zu größeren Verzügen, weil die Wärmeabfuhr zwischen den direkt vom Kühlluftstrom beaufschlagten und den im Windschatten liegenden Zylinderflächen sehr unterschiedlich ist. Folglich differieren auch die Wärmedehnungen relativ stark. Dies ist mit ein Grund für die größeren Kolbenlaufspiele bei luftgekühlten Motoren. Bei der Auslegung der Kühlrippen kann versucht werden, durch die Rippenlängen und Rippenausführungen eine gleichmäßigere Wärmeabfuhr herbeizuführen. Bei wassergekühlten Zylindern ist durch eine geeignete Wasserführung auf eine gleichmäßige Beaufschlagung aller Zylinder zu achten.

3.7.3 Gestaltung von Zylinderkopf und Ventiltrieb

Dem Zylinderkopf kommt beim Verbrennungsmotor besondere Bedeutung zu, weil seine konstruktive Gestaltung wesentlich das Betriebsverhalten bestimmt und er damit – beim Motorradmotor besonders wichtig – wesentlichen Einfluss auf die Motorleistung hat. Die Aufgaben und Funktionen des Zylinderkopfes beim Viertaktmotor können wie folgt zusammengefasst werden:

- Abschluss und Abdichtung des Zylinders
- Ausbildung des Brennraums
- Abführen der Verbrennungswärme
- Aufnahme und Umleitung der Verbrennungskräfte (Gaskräfte)
- Führen der Frischgas- und Abgasströme
- Aufnahme der Ventile und des Ventiltriebs

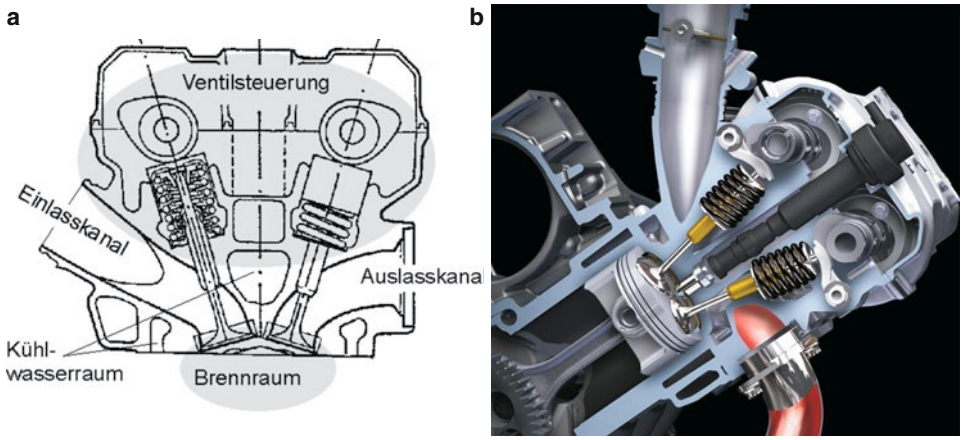


Abb. 3.112 Funktionsbereiche am Zylinderkopf

Hauptfunktionsbereiche des Zylinderkopfes sind der Brennraum, die Gaskanäle und die Ventilsteuerung, beim wassergekühlten Motor kommt noch der Kühlwasserraum hinzu, Abb. 3.112.

Obwohl der Zylinderkopf streng genommen nur einen Teil des Brennraums bildet (Brennraumkalotte) und der Kolbenboden sowie der oberste Zylinderabschnitt mit zum Brennraum gehören, bestimmt überwiegend der zylinderkopfseitige Teil die Eigenschaften des Brennraums. Die Form der Brennraumkalotte beeinflusst zusammen mit der Lage der Zündkerze den Verbrennungsablauf und bestimmt über ihr Oberflächen-Volumenverhältnis die thermodynamischen Verluste. Je kleiner die Kalottenoberfläche in Relation zu ihrem Volumen ist, umso weniger Wärme wird dem Verbrennungsprozess entzogen. Damit verbessert sich der innere Wirkungsgrad. Das theoretisch geringste Oberflächen-Volumenverhältnis weist der Halbkugelbrennraum (hemisphärischer Brennraum) auf, Abb. 3.113.

Dieser Brennraum hat jedoch den Nachteil, dass hohe Verdichtungsverhältnisse, die für einen hohen thermodynamischen Wirkungsgrad notwendig sind, sich nur mittels eines gewölbten Kolbenbodens verwirklichen lassen. Dieser führt aber seinerseits zu einer Vergrößerung der wärmeabgebenden Fläche und erhöht das Kolbengewicht. Daher wird für moderne Motoren der flachere Linsenbrennraum bevorzugt, der bei noch günstigem Oberflächen-Volumenverhältnis eine hohe Verdichtung auch mit flachen Kolbenböden ermöglicht. Am Beispiel dieser beiden Brennräume erkennt man auch den Einfluss des Ventilwinkels, der für flachere Brennräume kleiner werden muss. Ein kleiner Ventilwinkel ist auch die Grundvoraussetzung für einen schmal bauenden, kompakten Zylinderkopf.

Auch die Ventilanzahl nimmt starken Einfluss auf die Brennraumform. Beim Zweiventiler wird nur etwa die Hälfte der Brennraumoberfläche von den Ventilen gebildet, somit sind linsenförmige bis halbkugelige Brennräume in verschiedensten Variationen möglich und auch notwendig, um die gewünschten Ventildurchmesser unterbringen zu können.

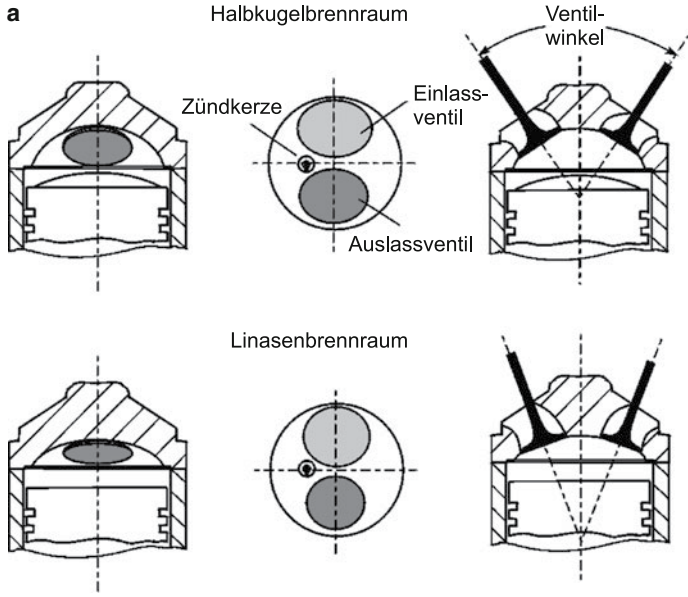
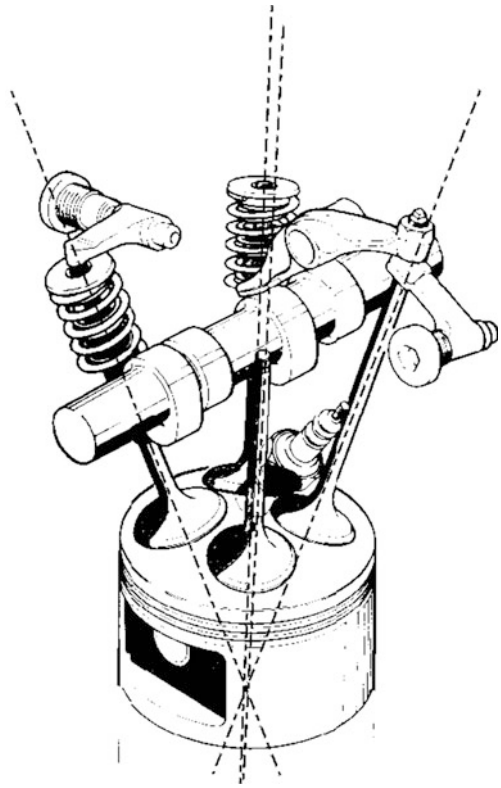
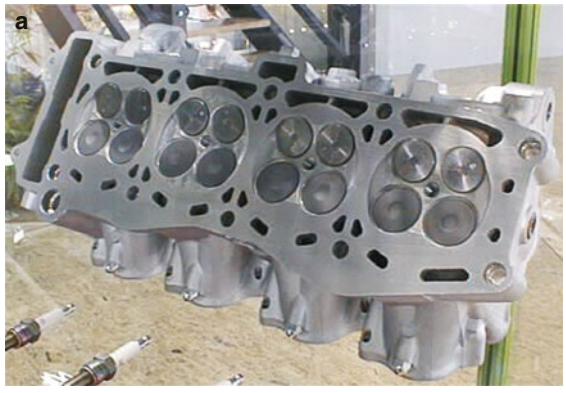


Abb. 3.113 Halbkugelbrennraum und Linsenbrennraum

Bei vier Ventilen pro Zylinder machen die Ventilteller aber schon rund 80 % der Brennraumoberfläche aus, so dass die Brennraumgestaltung weitgehend von der Ventilanordnung vorbestimmt wird. Eine der Halbkugel angenäherte Form kann beim Vierventiler daher nur mit einer radialen Ventilanordnung verwirklicht werden. Diese wiederum erfordert eine entsprechend aufwändige Ventilbetätigung, Abb. 3.114. Theoretisch ergeben sich mit der radialen Ventilanordnung Vorteile beim Einströmen und der Spülung, praktisch bestätigt sich dieses nicht.

Abb. 3.114 Radiale Ventilanordnung





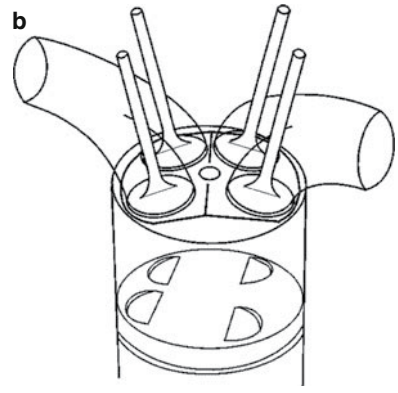


Abb. 3.115 Dachförmige Brennraumkontur beim konventionellen Vierventilzylinderkopf (*Kawasaki*)

Beim konventionellen Vierventiler sind die Ventile jeweils paarweise in zwei gegenüberliegenden Ebenen angeordnet, Abb. 3.115, was einen dachförmigen Brennraum ergibt. Auch hier wird der Brennraum, wie man unmittelbar einsieht, umso flacher, je kleiner der Ventilwinkel wird. Die thermodynamischen Eigenschaften derartiger Brennräume, die bei

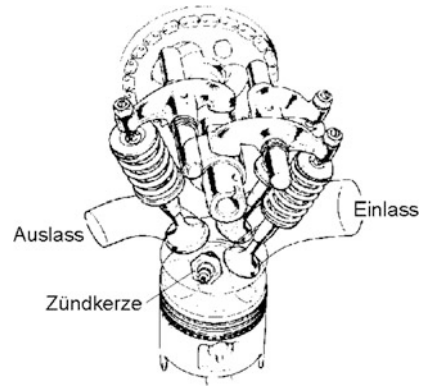


Abb. 3.116 Brennraum beim Dreiventil-Zylinderkopf

sehr vielen Motoren zum Standard geworden sind, sind günstig. Ein kleiner Ventilwinkel wirkt auch einem Spülungskurzschluss, also dem direkten Überströmen von Frischgas in den Auslass während der Überschneidung, entgegen. Unter Leistungsgesichtspunkten kann ein solcher Kurzschluss zwar erwünscht sein (Restgasausspülung), er verbietet sich aber aus Abgas- und Verbrauchsgründen.

Sowohl Zwei- als auch Vierventiler erlauben eine weitgehend zentrale Anordnung der Zündkerze. Weil die Verbrennung von der Zündkerze aus etwa kugelschalenförmig durch den Brennraum fortschreitet, werden bei einer zentralen Zündkerzenanordnung die Flammwege bis zu den Brennraumwänden alle gleichlang, wodurch theoretisch die kürzest mögliche Verbrennungszeit erzielt wird. Und dies ist erwünscht, weil dadurch ein hoher Druckanstieg bei der Verbrennung und maximale Arbeit erreicht wird.

Beim Dreiventiler, üblicherweise mit zwei Einlassventilen, erzwingt das große Auslassventil in den meisten Fällen eine seitlich außenliegende Zündkerzenlage, Abb. 3.116. Um die Nachteile der langen Flammwege zu kompensieren, werden hier oft zwei Zündkerzen verwendet. Die zweite Zündkerze und die notwendige Bearbeitung der Zündkerzenbohrung mindern etwas den Kostenvorteil, den der Dreiventiler gegenüber dem Vierventiler hat.

Bei fünf Ventilen pro Zylinder (drei Einlass-, zwei Auslassventile) füllen diese den Brennraum noch vollständiger aus als beim Vierventiler, Abb. 3.117. Die Brennraumform ist prinzipiell dachförmig, jedoch ergibt sich auf der Einlassseite eine Eindrückung, weil das mittlere Ventil soweit geschwenkt wurde, dass sein Schaftende in einer Ebene mit den Ventilschäften der äußeren Ventile liegt. Damit wird eine direkte Betätigung über eine gemeinsame Einlassnockenwelle und konventionelle Tassenstößel möglich. Am Schluss dieses Kapitels wird noch eine alternative Möglichkeit der Ventilbetätigung beim Fünfventiler gezeigt. Auch der Fünfventiler erlaubt eine perfekte zentrale Zündkerzenlage, so dass der Brennraum bezüglich der thermodynamischen Güte mit dem Vierventilbrennraum vergleichbar ist.

Hinsichtlich der möglichen Ventilquerschnitte ergibt sich rein rechnerisch eine Zunahme mit der Ventilanzahl. Der Fünfventiler weist hier theoretische Vorteile gegenüber dem Vierventiler auf. In der Praxis lässt sich aber sein größerer Querschnitt oft nicht mehr nutzen, weil sich die einströmenden Gasströme gegenseitig beeinflussen. Bessere Zylinderfüllung beim Vierventiler gegenüber dem Fünfventiler konnte nicht nachgewiesen werden,

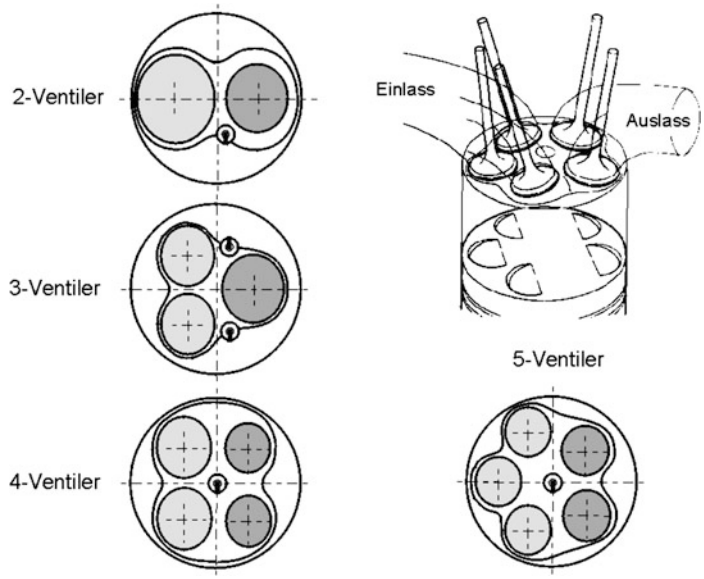


Abb. 3.117 Vergleich der Brennräume von Zwei-, Drei-, Vier-, und Fünfventilmotoren

zumindest nicht bei den Zylinderdurchmessern, wie sie im Motorradbau üblich sind. Für die Richtigkeit dieser Untersuchungen sprechen auch die Motorleistungen der auf dem Markt befindlichen Motorräder. Fünfventilmotoren weisen keinen Leistungs- oder Drehmomentvorteil gegenüber hubraumgleichen Vierventilmotoren auf.

Die Ventilanordnung gibt nicht nur die Brennraumform vor, sie bestimmt weitgehend auch den Verlauf der Gaskanäle. Moderne Motorradzylinderköpfe sind ausnahmslos nach dem Querstromprinzip aufgebaut. Einlass- und Auslasskanäle liegen sich gegenüber, so dass der Gasstrom den Zylinderkopf auch quer durchspült und damit das Abgas vollständig vom Frischgas verdrängt werden kann. Grundsätzlich muss auf eine widerstandsarme Führung der Gasströmungen geachtet werden. Insbesondere bei einer Auslegung des Motors auf höchste spezifische Leistung erfordert dies möglichst gerade Einlasskanäle im Zylinderkopf und gerade Ansaugrohre.

Abb. 3.118 macht deutlich, wie bei geraden Einlasskanälen der Ventilwinkel die Steilheit der Gaskanäle bestimmt und damit auch die Anordnung der Sauganlage (Luftfilterkasten) im Fahrzeug. Eine Vergrößerung des Ventilwinkels ergibt flachere Kanäle, was vorteilhaft sein kann, wenn fahrzeugbedingt die Position der Sauganlage nicht frei gewählt werden kann. Dann kann u. U. eine starke Krümmung im weiteren Saugweg vermieden werden. Die Krümmung des Einlasskanals unmittelbar vor dem Ventil ist wegen der Ventilführung und des Platzbedarfs der Ventilfeder im Zylinderkopf unvermeidbar.

Als generelle Gestaltungsregel für die Gaskanäle im Zylinderkopf gilt, dass unvermeidbare Krümmungen in möglichst großen Radien verlaufen sollten. Querschnittsveränderungen im Kanalverlauf sollten nur allmählich und keinesfalls sprunghaft erfolgen. Die Ermittlung der notwendigen Kanalquerschnitte im Zylinderkopf erfolgt für die konstruktive

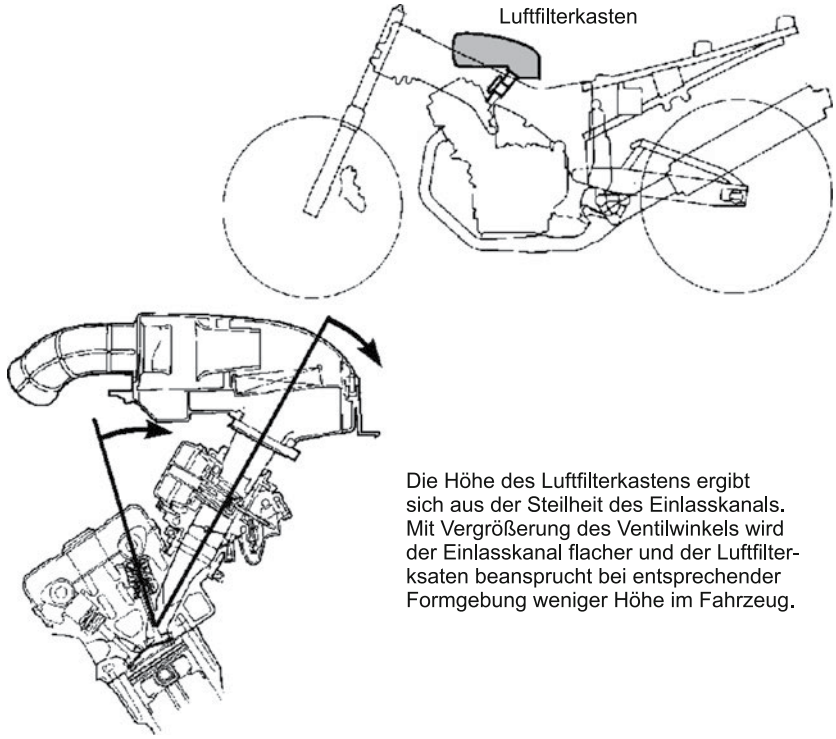


Abb. 3.118 Lage von Einlasskanal, Saugrohr und Luftfilterkasten

Auslegung nach den Gleichungen im Abschn. 3.2.3. Anhand von Prüfstandsversuchen mit dem fertigen Motor werden sie später optimiert. Beispiele für die Geometrie und eine optimale, gerade Kanalgestaltung moderner Hochleistungsmotoren zeigt Abb. 3.119 am Beispiel der *SUZUKI* Hayabusa 1300 und der *HONDA* CBR 600 (Modelljahr 2004).

Es hat sich in vielen Fällen als günstig erwiesen, wenn sich der Einlasskanal zum Ventil hin leicht verjüngt und damit die Strömung stetig beschleunigt wird. Abb. 3.120 zeigt an einem älteren Beispiel eine Analyse eines solchen Querschnittsverlaufs.

Man erkennt die Erweiterung im Bereich der Ventilführung und des Ventilschaftes (im Bild ab Querschnitt 10) um deren Volumen zu kompensieren. Bei modernen Motoren werden kurze Ventilführungen verwendet, die kaum mehr in den Kanal hineinragen, Abb. 3.119. Zusammen mit den heute sehr dünnen Ventilschäften (Minimum ∅ 4 mm) werden damit die Querschnittseinengungen und Störungen der Strömung minimiert.

Häufig findet man auch die Empfehlung, den Einlasskanal unmittelbar vor dem Ventilsitz zu erweitern, um die Strömungseinschnürung, die sich aus der Kanalumlenkung ergibt, zu kompensieren. Ein Nutzen dieser Maßnahme kann aber nicht immer nachgewiesen werden. Sehr wichtig ist hingegen eine sorgfältige Gestaltung des Übergangs Kanal-Ventilsitzring einschließlich der Krümmung zum Sitzring an der Kanalinnenseite. Mangelnde Verrundung oder gar Kanten in diesem Bereich wirken sich unmittelbar auf die Einlass-

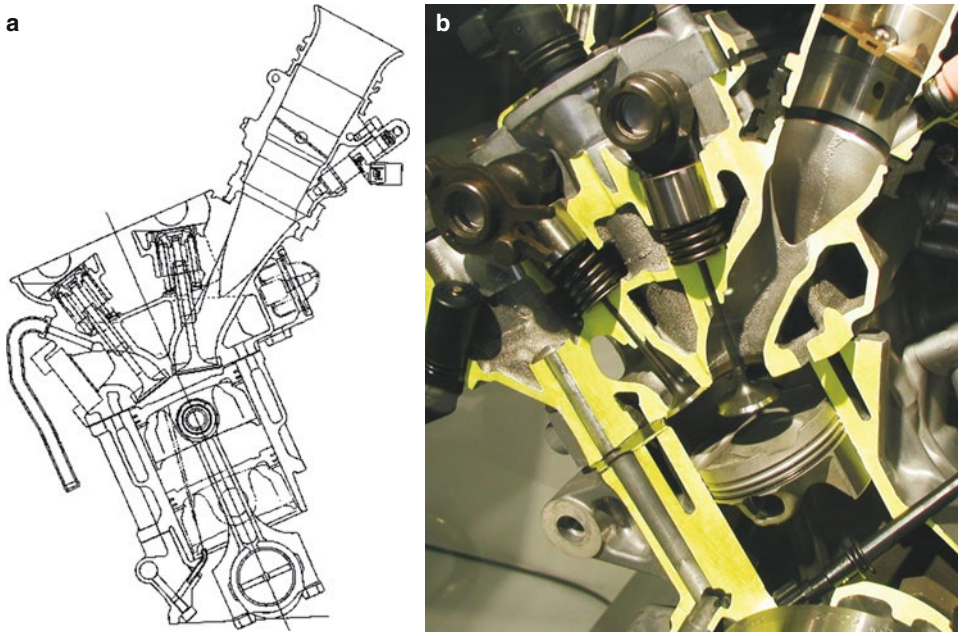


Abb. 3.119 Einlasskanäle moderner Hochleistungsmotoren, links: SUZUKI Hayabusa 1300, rechts: HONDA CBR 600

strömung aus und führen zu messbaren Leistungseinbußen. Ursache ist oft ein leichter Versatz des Sandkerns für den Kanal beim Gießen. Die anschließende Nacharbeit des Einlasskanals mittels eines Fräsers von der Brennraumseite her führt bei stärker gekrümmten Kanälen oft zu neuen Kanten im Krümmungsbereich. Hier kann manuelle Nacharbeit und nachträgliches Verrunden tatsächlich eine geringe, aber merkbare Leistungssteigerung bewirken. Durch sorgfältige Nacharbeit lassen sich auch andere, unvermeidliche Gusstoleranzen beseitigen, die messbare Unterschiede im Luftdurchsatz zwischen den Kanälen eines Motors bewirken können. Weitgehend nutzlos hingegen ist normalerweise ein Polieren der Ansaugkanäle. Die Oberflächenrauigkeit heutiger Serienzylinderköpfe ist so klein, dass sie nicht über die Grenzschicht der Gasströmung an der Kanalwand hinausgeht. Eine Verringerung der Wandreibung wird daher für die Strömung nicht erzielt. Die theoretisch vorstellbare Verkleinerung der Grenzschicht wirkt sich in der Praxis nicht leistungserhöhend aus. Denkbar, aber nur unter besonderen Bedingungen nachweisbar, ist eine Verbesserung der Gemischaufbereitungsgüte.

Großen Einfluss auf die Zylinderkopfkonstruktion nimmt der Ventiltrieb. Für die Art der Ventilbetätigung gibt es Vorgaben, die sich aus der Leistungsanforderung und dem Drehzahlniveau des Motors ableiten. Hohe spezifische Motorleistung und hohe Nenndrehzahlen führen zu hohen Ventilbeschleunigungen und damit zur Notwendigkeit, die bewegten Massen im Ventiltrieb klein zu halten, vgl. dazu Abschn. 3.2.1 und 3.2.2. Zugleich muss der gesamte Ventiltrieb sehr steif sein, wozu auch dessen steife Lagerung in Zylinderkopf ge-

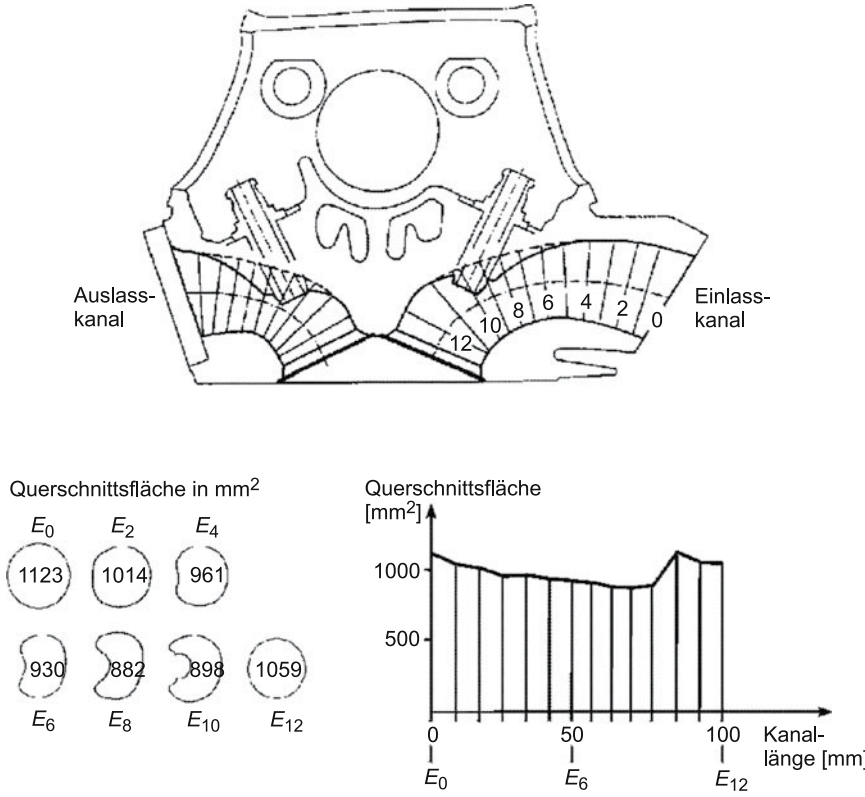


Abb. 3.120 Beispiel für einen Querschnittsverlauf im Einlasskanal

hört. Es sollen daher jetzt die verschiedenen Grundbauarten der Ventilsteuerung bezüglich ihrer Konstruktionsmerkmale und Eigenschaften vorgestellt und bewertet werden.

Jede Ventilsteuerung besteht aus den fünf Baugruppen Nockenwellenantrieb, Nockenwelle, Übertragungselemente, Ventil, Ventilfeder (bzw. in Sonderfällen Ventilschließmechanik). Man unterscheidet grundsätzlich zwischen Ventilsteuerungen, bei denen die Nockenwelle im Zylinderkopf liegt (obenliegende Nockenwelle, Ohc-Steuerung ⇒ *o*ver*h*ead *c*amshaft) und den Steuerungen mit der Nockenwelle im Kurbelgehäuse (untenliegende Nockenwelle, Ohv-Steuerung ⇒ *o*ver*h*ead *v*alves).

Die vier häufigsten Grundbauarten sind in Abb. 3.121 schematisch dargestellt. Sie unterscheiden sich deutlich in ihren Eigenschaften und im Betriebsverhalten. Bei der untenliegenden Nockenwelle (*Ohv*-Steuerung) erfolgt die Ventilbetätigung indirekt über Stößel, Stoßstangen und Kipphebel. Dadurch sind die bewegten Massen hoch und die Steifigkeit recht gering (Hintereinanderschaltung von Einzelelastizitäten), so dass mit dieser Steuerung keine hohen Ventilbeschleunigungen und Drehzahlen erreicht werden können. Ihr Vorteil liegt auf der konstruktiven Seite. Der Entfall der Nockenwelle im Zylinderkopf ermöglicht nicht nur einen unproblematischen Nockenwellenantrieb, sondern vor allem eine einfache und sehr kompakte Zylinderkopfgestaltung. Letzteres ist z. B. für

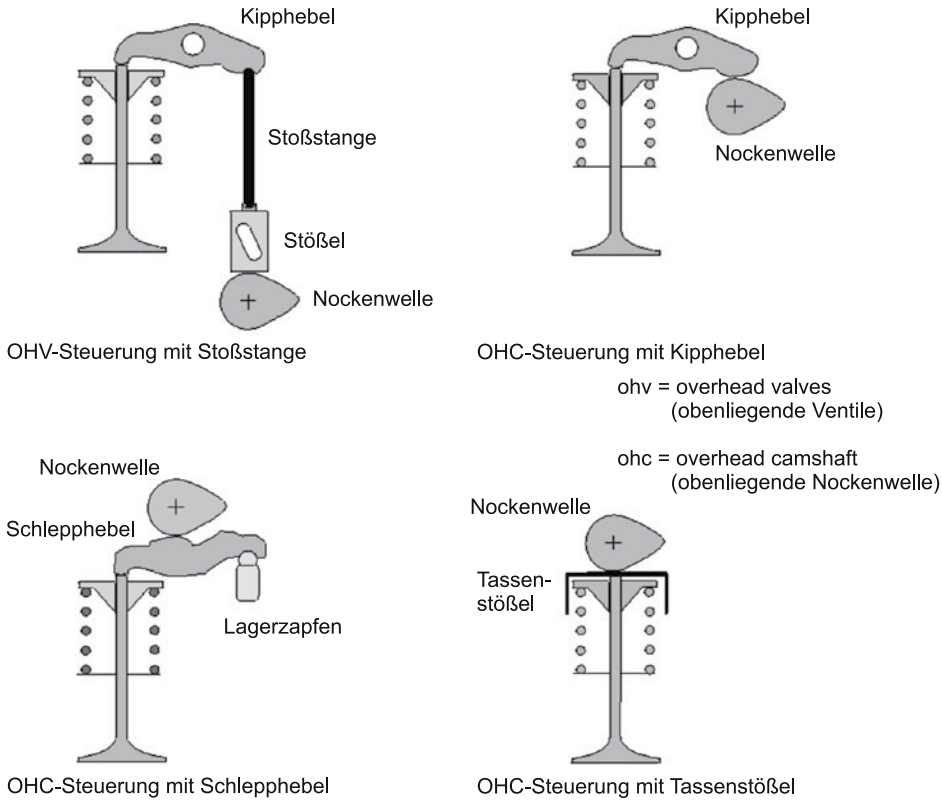


Abb. 3.121 Grundbauarten der Ventilsteuerung

quer eingebaute Boxermotoren von Bedeutung, weil dort die Zylinderkopfabmessungen die Bodenfreiheit des Motorrades bei Schräglage bestimmen. Generell ist die Ohv-Steuerung für Motoren mit auseinanderliegenden Einzelzylindern (V-Motoren und Boxermotoren) immer eine besonders kostengünstige und gewichtssparende Lösung, weil nur eine einzige Nockenwelle und ein Nockenwellenantrieb benötigt wird.

Bei der *Ohc*-Steuerung gibt es verschiedene Möglichkeiten zur Ventilbetätigung. Die Lösung mit einer gemeinsamen Nockenwelle für die Ein- und Auslassventile und deren Betätigung über Kipphebel erfordert den geringsten konstruktiven Aufwand, ist kostengünstig und platzsparend. Wegen der, besonders bei großen Ventilwinkeln, langen Kipphebelarme, ist die Steifigkeit für höchste Ventilbeschleunigungen unbefriedigend. Die bewegten Massen sind zwar kleiner als bei der Ohv-Steuerung, aber wegen der relativ schweren Kipphebel immer noch recht groß. Die Ohc-Steuerung mit nur einer Nockenwelle ist bei Einzylindermotoren immer noch anzutreffen (niedrige Drehzahlen), bei Mehrzylinder-Motorradmotoren eher die Ausnahme.

Prädestiniert für höchste Drehzahlen und höchste Ventilbeschleunigungen sind Ventilsteuerungen mit direkter Ventilbetätigung über Tassen oder Schlepphebel. Durch die geringe Anzahl bewegter Teile zwischen Nockenwelle und Ventil bleiben die Massen klein, und es

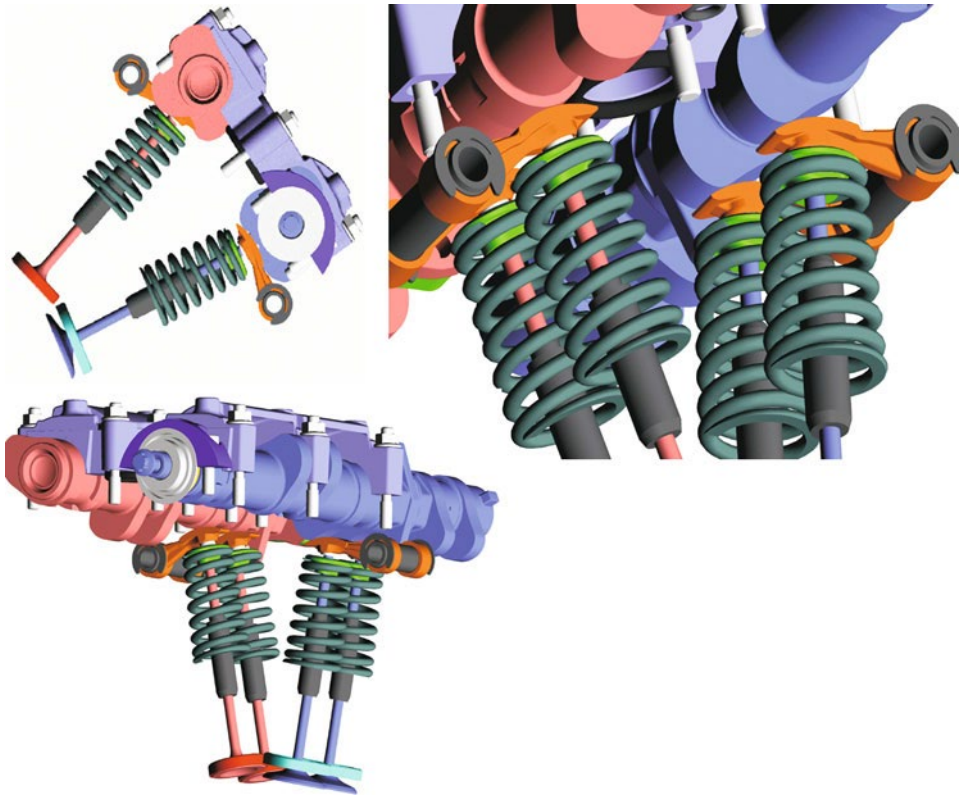


Abb. 3.122 Schlepphebelsteuerung (BMW K 1200 S)

sind beste Voraussetzungen für eine maximale Steifigkeit des Ventiltriebs geschaffen. Das Querstromprinzip mit gegenüberliegenden Ein- und Auslasskanälen erfordert allerdings grundsätzlich getrennte Nockenwellen für die Einlass- und Auslasssteuerung. Man nennt derartige Ventilsteuerungen Dohc-Steuerung (double overhead camshaft).

Eine Wertung, ob die Tassenstößelsteuerung oder die Schlepphebelsteuerung bezüglich Masse und Steifigkeit günstiger ist, kann pauschal nur schwer abgegeben werden und hängt von den konstruktiven Details ab. Summarisch weist wohl die Schlepphebelsteuerung die geringste bewegte Masse und höchste Steifigkeit auf, wenn sie so konzipiert ist, dass Nockenwelle und Schlepphebel jeweils direkt über den Ventilen angeordnet ist, Abb. 3.122. Denn dann unterliegt der Schlepphebel (Übersetzung 1:1) der geringsten Biegebeanspruchung und kann sehr filigran und leicht gestaltet werden. Ist dies aber aus konstruktiven Gründen nicht möglich und es liegt die Nockenwelle zwischen Ventilschaft und Schlepphebeldrehpunkt, ist oft die Tassenstößelsteuerung im Vorteil.

Bei prinzipbedingt hoher Steifigkeit hat die Tassenstößelsteuerung den Nachteil, dass die Tassen bei großen Durchmessern relativ schwer werden und eine Durchbiegung des Tassenbodens auftritt. Dies setzt die Steifigkeit herab und kann nur durch entsprechende

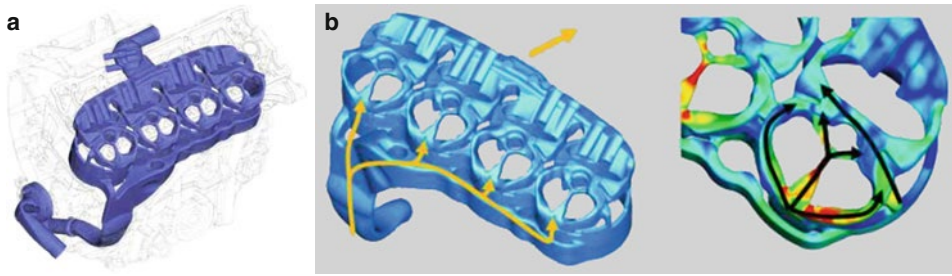


Abb. 3.123 Optimierte Kühlwasserströmung im Zylinderkopf der BMW S1000RR

Bodendicken (Gewicht!) kompensiert werden kann. Man darf nicht vergessen, dass der Nockenaufstandspunkt während der Hubbewegung zum Rand der Tasse wandert, vgl. Abschn. 3.2, Abb. 3.15. Diese Auswanderung des Berührpunktes der Nocke auf der Tasse bestimmt den Tassendurchmesser in Anhängigkeit vom Ventilhub. Besonders bei Zweiventilmotoren, die mit Hilfe großer Ventilhübe auf hohe Leistung ausgelegt werden sollen, kann die Auswanderung hier häufig eine Grenze vorgeben. Entweder findet die notwendige Tassengröße im Zylinderkopf keinen Platz oder das Gewicht der Tasse für die angestrebte Ventilbeschleunigung wird zu groß. Durch den Durchmesser und den Bauraumbedarf für die Tassen wird auch die Wahl eines engen Ventilwinkels eingeschränkt. Für die Realisierung eines engen Ventilwinkels ist daher oft die Schlepphebelsteuerung die bessere Lösung.

Es gibt noch eine Reihe weiterer Kriterien, mit denen die verschiedenen Bauprinzipien der Ventilsteuerung bewertet werden können. Eine Zusammenstellung aller wichtigen Beurteilungskriterien für Ventiltriebe wird in Tab. 3.7 gegeben. Der Vergleich ist in Relation zueinander zu verstehen. Auf Einzelheiten wird bei der Behandlung ausgeführter Konstruktionen eingegangen.

Man erkennt an dieser Stelle, dass die optimale Erfüllung aller Hauptfunktionen die Grundkonzeption des Zylinderkopfes schon weitgehend festlegt. Wir fassen noch einmal zusammen:

> Die Leistungsanforderung und Nenndrehzahl bestimmen weitgehend das Bauprinzip der Ventilsteuerung. Außerdem legen sie die Ventilgröße und -anzahl sowie die Anordnung und Gestaltung der Gaskanäle fest. Letztere wiederum haben Einfluss auf den Ventilwinkel (oder umgekehrt), der dann die Grundform des Brennraums vorgibt.

Für die reale Konstruktion des Zylinderkopfes kommt nun noch hinzu, dass eine gute Wärmeabfuhr aus dem Brennraum gewährleistet werden muss. So müssen bei wassergekühlten Zylinderköpfen ausreichende Querschnitte im Kühlwasserraum für eine intensive Kühlwasserdurchströmung und eine gleichmäßige Wasserverteilung für die Zylinder vorhanden sein. Die Querdurchströmung hat sich dafür bewährt, hilfreich ist eine überlagerte Längsströmung, um die anfallende Wärme aus den besonders kritischen und strömungstechnisch problematischen Zündkerzenbereich rasch ableiten zu können, Abb. 3.123.

Luftgekühlte Zylinderköpfe erfordern eine günstige Gestaltung der Kühlrippen und entsprechende Materialstärken der Wände zwischen Brennraum und Kühlrippen, damit ein

Tab. 3.7 Vergleichende Betrachtungen der Ventilsteuerungen

Eigenschaft	OHV	OHC Kipphebel	OHC Schlepphebel	DOHC Tassenstößel	DOHC Schlepphebel
Bewegte Massen	–	O	O	+	+
Steifigkeit	–	O	O	+	+
Drehzahlfestigkeit	–	O	O	+	+
Ventilspieleinstellung	+	+	+	–	(+)
HVA-Tauglichkeit	–	–	+	–	(+)
Nockenwellenantrieb	+	O	O	–	–
Kosten	+	+	+	–	–
Baubreite/ Bauhöhe ZK	+	+	+	(–)	(–)

+ günstig, – ungünstig, O neutral, () eingeschränkt bzw. konstruktionsabhängig

ausreichender Wärmeabfluss vom Brennraum möglich wird. Für die Anordnung der Zylinderkopfschrauben gibt es Vorgaben durch die Art des Kurbelgehäuses, dem Wunsch nach optimalem Kraftfluss und die Art der Zylinderbefestigung, und sie müssen für die Montage gut zugänglich sein. Grundsätzlich sollten die Schrauben sehr nahe am Zylinder verlaufen und Biegemomente zu minimieren und eine gute und gleichmäßige Pressung der Zylinderkopfdichtung zu erzielen.

Über all diesen Faktoren steht natürlich die grundsätzliche Forderung, dass der Zylinderkopf den vielfältigen Belastungen gewachsen sein muss. Es sind dies kombinierte Zug-, Druck-, und Biegebeanspruchungen sowohl als direkte Folge des Verbrennungsdrucks als auch resultierend aus dem Wärmeanfall mit seinen thermischen Dehnungen. Hinzu kommen Zug- und Druckbelastungen als Reaktionskräfte aus dem Ventiltrieb. Mindestens so große Bedeutung wie die Festigkeit, die im Bereich der Ventilstege und der Nockenwellenlagerung kritisch werden kann, hat beim Zylinderkopf die Erzielung einer ausreichend hohen Steifigkeit. Diese ist unabdingbar für eine gleichmäßige Pressungsverteilung an der Zylinderkopfdichtung, für die nockengetreue Übertragung der Ventilbewegung und um Verzugsfreiheit der Ventilsitzringe und Dichtheit der Ventile zu gewährleisten. Der geringe Gestaltungsfreiraum, der aufgrund aller Vorgaben noch übrig bleibt, macht die Konstruktion eines steifen Zylinderkopfes zu einer sehr anspruchsvollen und schwierigen Aufgabe. Schließlich sollen alle Einzelfunktionen optimal erfüllt werden.

Es ist daher von grundlegender Wichtigkeit, zu Beginn der Zylinderkopfkonstruktion dessen Konzeption und Grundgeometrie in engem Zusammenspiel mit dem Kurbelgehäuse sorgfältig zu überlegen und sämtliche Auswirkungen zu überprüfen. Wie die Fülle aller Anforderungen in die Praxis umgesetzt werden kann, welche Zielkonflikte dabei auftreten

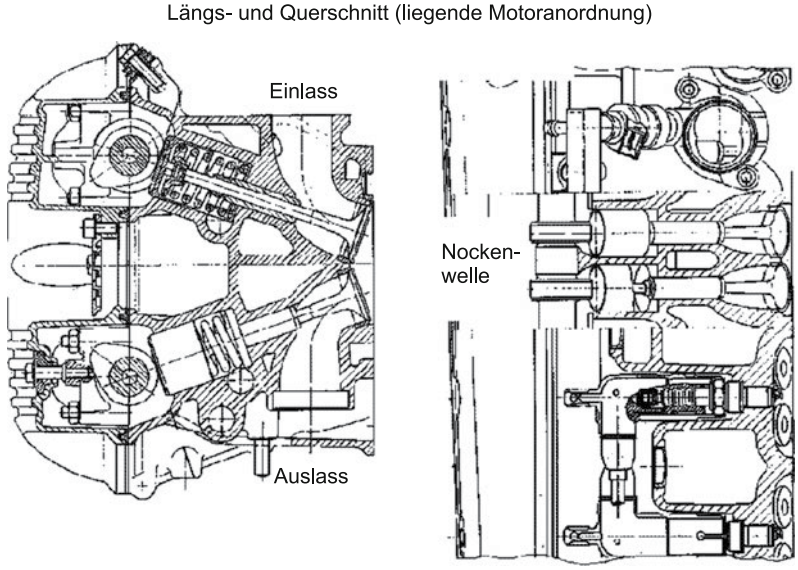


Abb. 3.124 Zylinderkopf der BMW K1100

und welche Vor- und Nachteile sich ergeben, soll nun anhand ausgewählter Konstruktionsbeispiele von Motorradzylinderköpfen und Ventiltriebsausführungen gezeigt werden.

Abb. 3.124 zeigt als Beispiel für die „alte Schule" der früher üblichen konservativen Auslegung den wassergekühlten Zylinderkopf des Vierzylinderreihenmotor der BMW K1100. Entsprechend der Auslegung auf – für damalige Verhältnisse – hohe Drehzahlen und Leistung erfolgt die Ventilsteuerung mit zwei Nockenwellen über Tassenstößel. Durch den Längseinbau und die liegende Zylinderkopfanordnung, die *BMW* früher bei der K-Modellreihe gewählt hat, ergibt sich die Notwendigkeit einer 90°-Umlenkung der Einlass- und Auslasskanäle, damit der Luftfilterkasten oberhalb des Motors angeordnet werden kann. Der Ventilwinkel ist mithin ein Kompromiss aus dem Wunsch nach optimaler Kanalkrümmung für die gewählte Motoreinbaulage (d.h. relativ großer Ventilwinkel) und schmaler Zylinderkopfbauweise (das hieße kleiner Ventilwinkel) zusammen mit der Forderung nach einem kompakten Brennraum mit hoher Verdichtung. Die Wandstärken und Kühlwasserdurchtritte sind großzügig dimensioniert, der Zylinderkopf (wie der gesamte Motor) war insgesamt äußerst robust.

Um geringste bewegte Massen im Ventiltrieb zu erreichen, wird bei dem gezeigten Motor auf die normalerweise üblichen, auswechselbaren Einstellplättchen für das Ventilspiel oben in den Tassenstößeln verzichtet. Stattdessen erfolgt die Ventilspieleinstellung über Tassenstößel mit unterschiedlicher Bodendicke, die im Bedarfsfall ausgetauscht werden. Möglich ist dies nur, wenn das Ventilspiel über die Motorlaufzeit praktisch kaum nachgestellt werden muss. Dies wird am Beispiel des K1100-Zylinderkopfes erreicht durch eine stabile Einbettung der Ventilsitze in den Zylinderkopf zusammen mit einer guten Kühlung, so dass im Ventilsitzbereich weder thermische Verzüge noch Setzerscheinungen

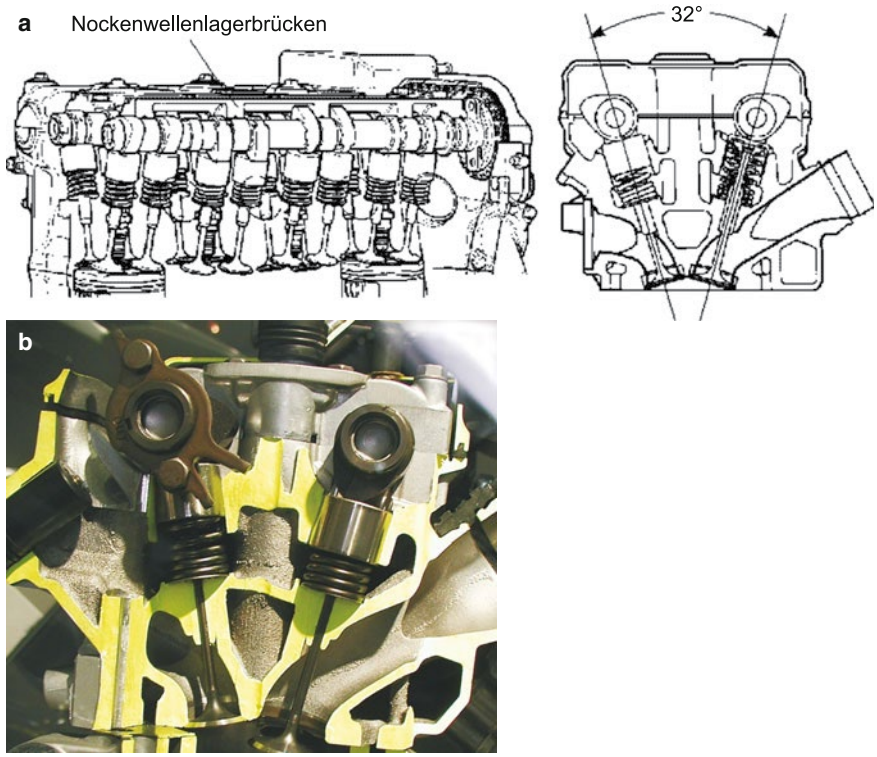


Abb. 3.125 Zylinderkopf der HONDA CBR 900 RR und CBR 600 RR

auftraten. Eine weitere Voraussetzung ist eine sorgfältige Nockenauslegung besonders der Schließrampe, die für ein sanftes Aufsetzen des Ventils in seinen Sitz sorgt und damit einem Verschleiß an dieser Stelle, der sich auf das Ventilspiel auswirken würde, vorbeugt.

Im Vergleich zu luftgekühlten Zylinderköpfen, werden bei Wasserkühlung, wie man unschwer im Bild erkennt, geringere Wanddicken im Zylinderkopf vorgesehen, um den Wärmedurchgangswiderstand klein zu halten und die Wasserräume nahe an den Brennraum legen zu können. Kompromisse in der Wandstärke sind aber aus Stabilitätsgründen erforderlich. Immerhin treten bei Volllast in der Brennraumwand zwischen Einlass und Auslassventil auf einer Strecke von 25 mm wasserseitig durchschnittlich mehr als 50 °C Temperaturdifferenz auf. Direkt an den Ventilsitzringen und unmittelbar an der Brennraumoberfläche sind diese Unterschiede noch weitaus größer. Die Dehnungen und Wärmespannungen, die lokal konzentriert auftreten, führen leicht zu Rissen zwischen Ventilsitzringen und Zündkerzenbohrung und zu Verzügen im Bereich der Ventilsitzringe. Hinzu kommen die Spannungen im Material, die sich aufgrund der hohen Pressung, mit der die Ventilsitzringe im Zylinderkopf eingeschrumpft sind, ergeben. Nicht vergessen werden darf dabei der rasche Temperaturwechsel der Zylinderladung, der zwischen Verbrennungstakt und Ladungswechseltakt auftritt; bei 6000 U/min bereits hundertmal pro

Sekunde und proportional mit der Drehzahl weiter ansteigend! Um diesen Beanspruchungen gewachsen zu sein, müssen im Bereich der Ventilsitzringe ausreichende Wandstärken vorgesehen werden. Hilfreich ist auch der zusätzliche Kühlwasserraum, der bei der K1100 unterhalb des Auslasskanals angeordnet ist.

Beispiele für Zylinderköpfe aus verschiedenen Baujahren, die jeweils für ihre Zeit kompromisslos auf Höchstleistung und höchste Drehzahlen (Nenndrehzahl >10.000 U/min) ausgelegt sind, zeigt Abb. 3.125 mit den Zylinderköpfen der HONDA CBR 900 RR (Modelljahr 1995) und dem Kopf der CBR 600 RR (Modelljahr 2004).

Der Ventilwinkel (32° bei der CBR 900 RR) ergibt steile, weitestgehend gerade Einlasskanäle, die für eine verlustarme Gasströmung sorgen. Man erkennt am Beispiel des 600er Motors, dass die moderne Konstruktion einen noch engeren Ventilwinkel hat. Zur hohen Ventiltriebssteifigkeit trägt nicht nur die Tassenstößelsteuerung bei, sondern auch die großen Nockenwellendurchmesser und ihre fünffache Lagerung. Die oberen Nockenwellenlagerbrücken müssen die Hauptbelastung aus den Ventiltriebskräften aufnehmen. Mit einem Verbund aller Lagerbrücken wird eine höhere Grundsteifigkeit erzielt als mit separaten Brücken an den einzelnen Lagerstellen.

Zur Gewichtsminimierung der bewegten Ventiltriebsteile tragen die mit nur 4,5 mm bzw. 4 mm Durchmesser sehr schlanken Ventilschäfte ebenso bei, wie die Einstellplättchen für das Ventilspiel (Shims), die zwischen Ventilschaft und Tassenstößelunterseite angeordnet und damit klein und leicht sind. Vom Serviceaufwand nachteilig ist dabei, dass zur Ventilspieleinstellung die Nockenwellen und Tassen ausgebaut und dafür die Steuerkette bzw. die Kettenräder abgenommen werden müssen. Bei den üblichen Einstellplättchen zwischen Tasse und Nockenwelle werden dagegen lediglich die Tassen niedergedrückt und die Plättchen ausgewechselt.

Als letztes Detail sei noch auf die Verschmälerung der Nocken im Bereich ihres Grundkreises hingewiesen. Die senkt, wenn auch eher unbedeutend, das Nockenwellengewicht und vermindert theoretisch (wenn wohl auch kaum messbar), die Reibleistung der Nockenwelle während der Grundkreisphase (da im Grundkreis der Nocken unbelastet läuft, ist die Reibung nahe bei Null). Bedeutsamer dürfte die Verbesserung der Schmierung zwischen Nocke und Tassenstößel sein, weil der schmale Nocken während der Grundkreisphase eine größere Tassenoberfläche freigibt, die dann großflächiger von Öl benetzt wird und beim anschließenden Auflaufen der Nockenflanke mehr Öl am Schmierspalt zur Verfügung steht. Diese Nockengestaltung ist übrigens nicht neu, sie wurde nach Wissen des Autors erstmals gegen Ende der 80er-Jahre von *KAWASAKI* beim Modell GPX 750 vorgestellt, **siehe** Abb. 3.126.

Ähnliche Zylinderkopfkonstruktionen, wie die vorgestellte von *HONDA*, finden sich bei allen Herstellern sportlicher Hochleistungsmotorräder bis zur heutigen Zeit. Gemeinsames Merkmal ist stets der enge Ventilwinkel und die steile, gerade Form des Einlasskanals als Grundvoraussetzung für beste Strömungsverhältnisse und hohe Leistung. Die Unterschiede in der Ventilsteuerung haben sich ebenfalls verwischt. Mittlerweile setzen die japanischen Hersteller bei ihren Hochleistungsmotoren ausnahmslos auf die Tassenstößelsteuerung. Möglicherweise sind Kostengründe für den Übergang auf eine solche

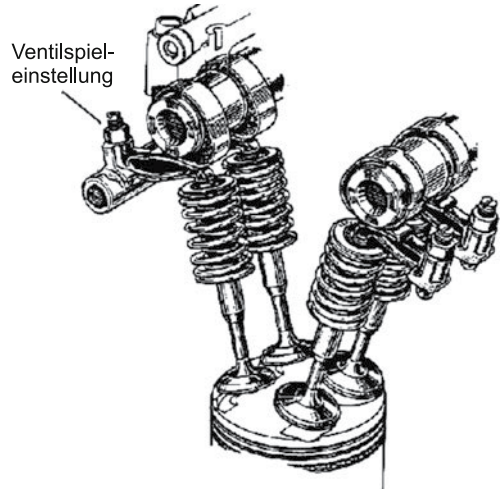


Abb. 3.126 Schlepphebelsteuerung (KAWASAKI GPX 750)

Standardlösung ausschlaggebend. Früher wurde häufiger auch die Schlepphebelsteuerung verwendet, beispielsweise von *KAWASAKI* bereits vor weit mehr als 15 Jahren im Modell GPX 750, Abb. 3.126.

Hier ist die Ventilspieleinstellung sehr elegant gelöst, denn die Einstellschraube befindet sich gut zugänglich am Lagerpunkt des Schlepphebels. Dort spielt auch das Gewicht der Einstellschraube keine Rolle (nicht bewegte Masse). Somit ist eine servicefreundliche, schnelle Justierung des Ventilspiels möglich, ohne dass der Ventiltrieb zerlegt werden muss.

BMW favorisiert bei seinen Hochleistungsmotoren ebenfalls die Schlepphebelsteuerung, die auch in den Formel1-Motoren eingesetzt wurde. Auch wenn die Unterschiede zum Tassenstößel nicht allzu groß sind: Hinsichtlich der bewegten Massen und der Steifigkeit hat eine konsequent gemachte Schlepphebelsteuerung belegbare Vorteile, Abb. 3.127.

Sie sorgt, wie weiter oben schon erwähnt, für einen bemerkenswert schmalen Zylinderkopf und gestattet einen sehr engen Ventilwinkel von 22°. Man erkennt die steife und zugleich kompakte Bauweise. Charakteristisch ist die Anordnung der Nockenwellen direkt über den Ventilschäften. Damit unterliegt der Schlepphebel der geringst möglichen Biegebelastung, so dass trotz zierlicher Gestaltung allerhöchste Steifigkeit der Ventilbetätigung erzielt wird.

Eine Schlepphebelsteuerung mit anderer Zielsetzung bot *HONDA* in der CB750 an, Abb. 3.128.

Als unverkleidete Sportmaschine mit hoher Alltagstauglichkeit konzipiert und unter Verzicht auf maximale Leistungsausbeute, war hier ein wartungsfreier Ventiltrieb Ziel der Entwicklung. Demzufolge sind die Lagerzapfen der Schlepphebel als hydraulische Elemente zum automatischen Ventilspielausgleich ausgebildet (HVA-Elemente = *h*ydraulischer *V*entilspiel-*A*usgleich). Diese Elemente werden vom Motorölkreislauf mit Öl befüllt und beinhalten einen mit dem Lagerzapfen verbundenen Innenkolben, der von einer Hilfsfeder unterstützt soweit ausfährt, bis das Ventilspiel überbrückt ist. Ein Ventilsystem im

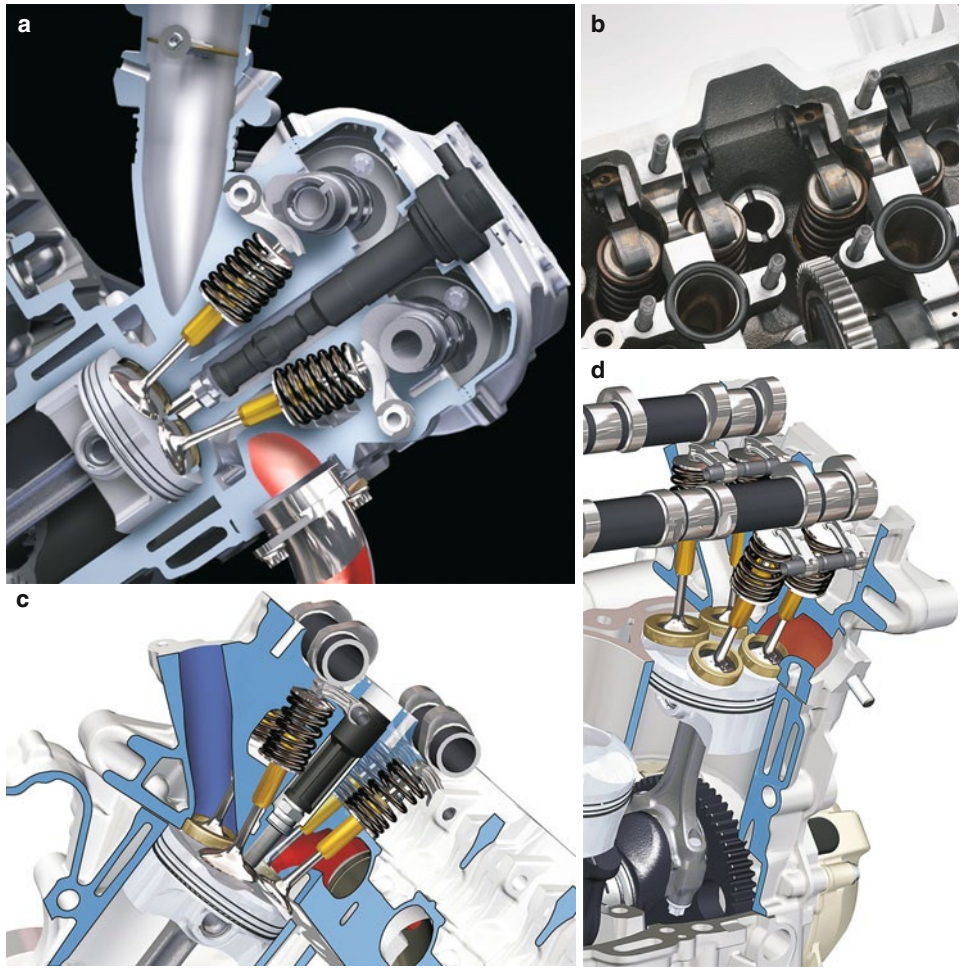


Abb. 3.127 Zylinderkopf der BMW K 1200 S (*oben*), Zylinderköpfe mit Schlepphebelsteuerung, BMW K1200/K1300 und S1000RR (*unten*)

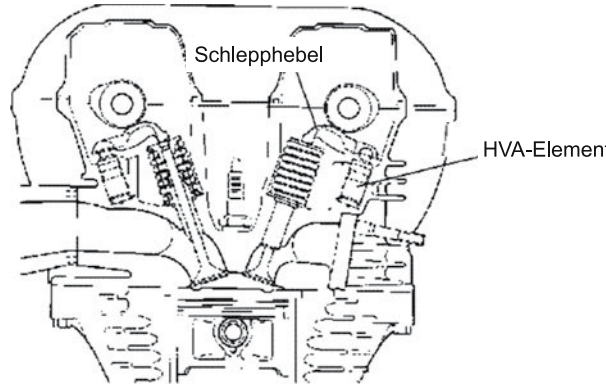


Abb. 3.128 Schlepphebelsteuerung mit Ventilspielausgleich (HONDA CB750, Modelljahr 1992)

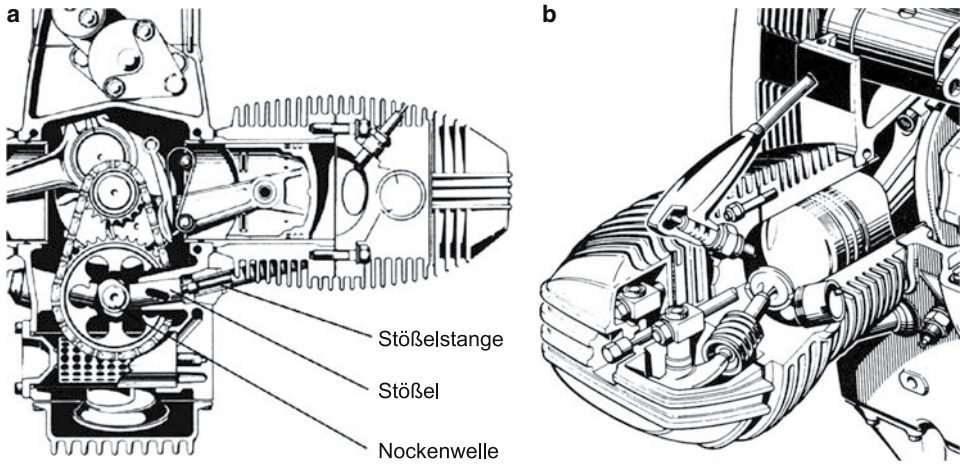


Abb. 3.129 Ohv-Steuerung des BMW Boxermotors mit zwei Ventilen pro Zylinder

Innern des HVA-Elements sperrt den Ölrückfluss, sobald Kräfte auf den Zapfen wirken, so dass während der Öffnungs- und Schließphase des Ventils der Lagerzapfen starr bleibt.

Der Nachteil derartiger HVA-Elemente ist, dass sie gegenüber einem starren Ventiltrieb eine verminderte Steifigkeit aufweisen. Denn Motoröl ist bei hohen Kräften, wie sie im Ventiltrieb auftreten, nicht völlig inkompressibel. Durch geringfügige Luftaufnahme während des Motorbetriebs erhöht sich seine Kompressibilität weiter. Deshalb sind HVA-Steuerungen nie ideal steif, was sie für die Erzielung höchster Ventilbeschleunigungen ungeeignet macht. Motoren für höchste spezifische Leistungen und Drehzahlen können daher nicht mit einem hydraulischen Ventilspielausgleich versehen werden. Es ist somit auch kein Nachteil, dass bei der gezeigten Konstruktion die Nockenwellen mittig zwischen Ventil und Kipphebel angeordnet wurden.

Wegen des hohen Gewichts der HVA-Elemente können sie beim Motorrad nur in der gezeigten, ruhenden Anordnung zusammen mit Schlepphebeln eingesetzt werden. In Tassenstößel integrierte HVA-Elemente, wie bei Automobilmotoren üblich, sind aufgrund der höheren Drehzahlen und Ventilbeschleunigungen bei Motorradmotoren nicht verwendbar.

Auch wenn sie mittlerweile nur noch historische Bedeutung haben, sind Ohv-Steuerungen als Lehrbeispiele immer noch interessant. Es wurde zuvor bereits darauf hingewiesen, dass diese Steuerungsbauart für Motoren mit auseinanderliegenden Zylindern Kostenvorteile bietet (nur eine Nockenwelle) und zudem eine kompakte Zylinderkopfkonstruktion ermöglicht. Abb. 3.129 zeigt den konstruktiven Aufbau dieser Steuerungsbauart am Beispiel des alten *BMW* Zweiventil-Boxermotors. Die zentrale, unterhalb der Kurbelwelle angeordnete Nockenwelle betätigt die Ventile über Stößel, Stoßstangen und Kipphebel. Die Übertragungswege erfordern lange Stoßstangen, bei deren Dimensionierung ein Kompromiss zwischen Knicksicherheit und Gewicht gefunden werden muss. Um größere Ventilspieländerungen durch die Ausdehnung der Aluminiumzylinder im Betrieb zu vermeiden, sind die Stoßstangen aus einer Aluminiumlegierung gefertigt, in die Kugelendstücke aus Stahl eingepresst sind.

Die horizontale Lage der Gaskanäle im Zylinderkopf bedingt gekröpfte Kipphebel zur Ventilbetätigung, die gewichts- und steifigkeitsmäßig nicht ganz ideal sind. Von daher eignet sich der Ventiltrieb nur für mäßige Drehzahlen und niedrige Ventilbeschleunigungen. Mit maximal 51 kW(= 70 PS) aus 1000 cm^3 Hubraum war für diesen Motor unter Serienbedingungen die Leistungsgrenze erreicht. Das mechanische Drehzahllimit liegt etwa bei 7500 U/min, das diesem Motor aber dauerhaft und über längere Zeit nicht abgefordert werden sollte. Die vergleichsweise hohen Massen und das unvermeidbare Spiel zwischen den Übertragungselementen bedingen ein ungünstiges akustisches Verhalten der Ohv-Steuerungen; sie sind relativ laut. Dass Ohv-Steuerungen mit Stoßstangen bei entsprechender Konstruktion allerdings auch hohe Drehzahlen erreichen können, hat *HONDA* schon Ende der 70er-Jahre mit dem Zweizylinder-V-Motor im Modell CX 500 bewiesen, Abb. 3.130.

Hier betätigt die zentrale Nockenwelle kurze Schlepphebel, die dann über Stoßstangen und Kipphebel den Nockenhub auf die Ventile übertragen. Diese Schlepphebel können sehr leicht gestaltet werden, wodurch sich eine erhebliche Reduktion der bewegten Massen gegenüber der früher von BMW verwendeten Lösung mit Stößeln ergibt. Die nähere Positionierung der Nockenwelle zu den Zylinderköpfen, die wegen der V-Anordnung der Zylinder möglich wird, ergibt kürzere und damit steifere und leichtere Stoßstangen. Zusammengenommen ergibt dies einen Ventiltrieb, dessen Drehzahlgrenze nur knapp unterhalb 10.000 U/min liegt. Die spezifische Motorleistung als Vierventiler erreicht den für damalige Verhältnisse beachtlichen Wert von 74 kW/l.

Es wird deutlich, dass Motoranordnung und Motorbauart die Auswahl der Ventilsteuerung und des Zylinderkopfes wesentlich mitbestimmen und sogar die Funktionsgüte der gewählten Lösung beeinflussen können. Am Beispiel des quer eingebauten Boxermotors soll diese Problematik vertieft aufgezeigt werden. Dies ist ein sehr anschauliches Beispiel dafür, dass die Auswahl und Beurteilung von konstruktiven Lösungen nie anhand von Einzelkriterien erfolgen darf, sondern immer daran, wie gut sie die Summe *aller* Anforderungen erfüllt.

Bei Boxermotoren besteht ein besonders ungünstiger Zusammenhang zwischen Motorbaubreite und Bauart der Ventilsteuerung, denn aufgrund der gegenüberliegenden Zylinderanordnung vergrößern *obenliegende Nockenwellen* die Motorbaubreite gleich zweifach. Große Baubreite ist aber unerwünscht, da sie bei tief eingebautem Motor die Schräglage des Motorrades begrenzt. Dennoch ist diese Nockenwellenanordnung aus Leistungs-, Geräusch-, und nicht zuletzt wohl auch aus Imagegründen für ein modernes, sportliches Motorrad nahezu unverzichtbar. Ein höherer Einbau des Motors reduziert den Vorteil der arttypisch niedrigen Schwerpunktlage der Boxerbauart.

Untersucht man Lösungen mit obenliegenden Nockenwellen und direkter Ventilbetätigung über Tassenstößel, so ergeben sich neben der Baubreite eine Reihe weiterer Problemstellungen bei Boxermotoren. Sie lassen sich aus den skizzierten Ventiltriebskonzepten, Abb. 3.131, ableiten und anhand verschiedener Kriterien bewerten.

Die *senkrechte* Führung der Ansaug- und Auslasskanäle im Zylinderkopf ermöglicht wegen der parallelen Lage der Nockenwellen zur Kurbelwelle einen problemlosen und kostengünstigen Antrieb der Nockenwellen über Kette oder Zahnriemen. Ungünstig hingegen ist die Kühlung des Auslassbereichs des Zylinderkopfes bei Luftkühlung, weil dieser

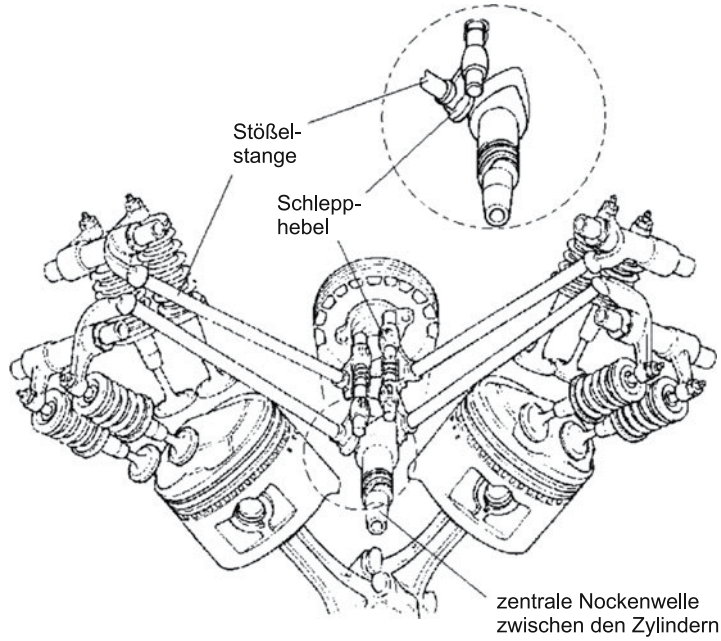


Abb. 3.130 Stoßstangensteuerung der HONDA CX 500

Bereich nicht mehr frei im Fahrtwind steht. Nachteilig ist weiterhin, dass die notwendige Saug- und Auspuffrohrlänge, wie sie für einen günstigen Drehmomentverlauf erforderlich ist, sich am Motorrad nur mit erhöhtem Aufwand verwirklichen lässt.

Die *waagerechte* Durchströmung des Zylinderkopfes erfordert beim Boxer eine Winkelumlenkung für den Nockenwellenantrieb. Neben den reinen Kosten für Bauaufwand und Fertigung ist eine solche Lösung vor allem aus akustischer Sicht abzulehnen, weil schnelllaufende Winkelgetriebe ein hohes Verzahnungsgeräusch aufweisen. Vorteile bringt die waagerechte Durchströmung allerdings in der Kühlung für den Auslassbereich des Zylinderkopfes, weil er im direkten Luftstrom liegt. Zudem ermöglicht sie genügend lange Rohrleitungen für Ansaugluft und Abgas und damit günstige Möglichkeiten zur Ladungswechselauslegung.

Es wird aber deutlich, dass keine dieser Konstruktionen eine befriedigende Gesamtlösung bietet, ebenso wenig wie der Nockenwellenantrieb über Königswellen. Neben dem Bauaufwand kann diese, für Boxermotoren zweifellos elegante Lösung, heute aus Geräuschgründen zu vertretbaren Kosten nicht mehr verwirklicht werden.

Diese Überlegungen führten gegen Ende der 1980er-Jahre als bei BMW Motorrad die Konzeptentwicklung des Vierventil-Boxermotors gestartet wurde, zu einer Konstruktion, die als *High Camshaft* Ventilsteuerung bezeichnet wurde. Sie ist ein gutes Beispiel, wie selbst sehr gegensätzliche Anforderungen durch eine geschickte Anordnung des Ventiltriebs optimal erfüllt werden können.

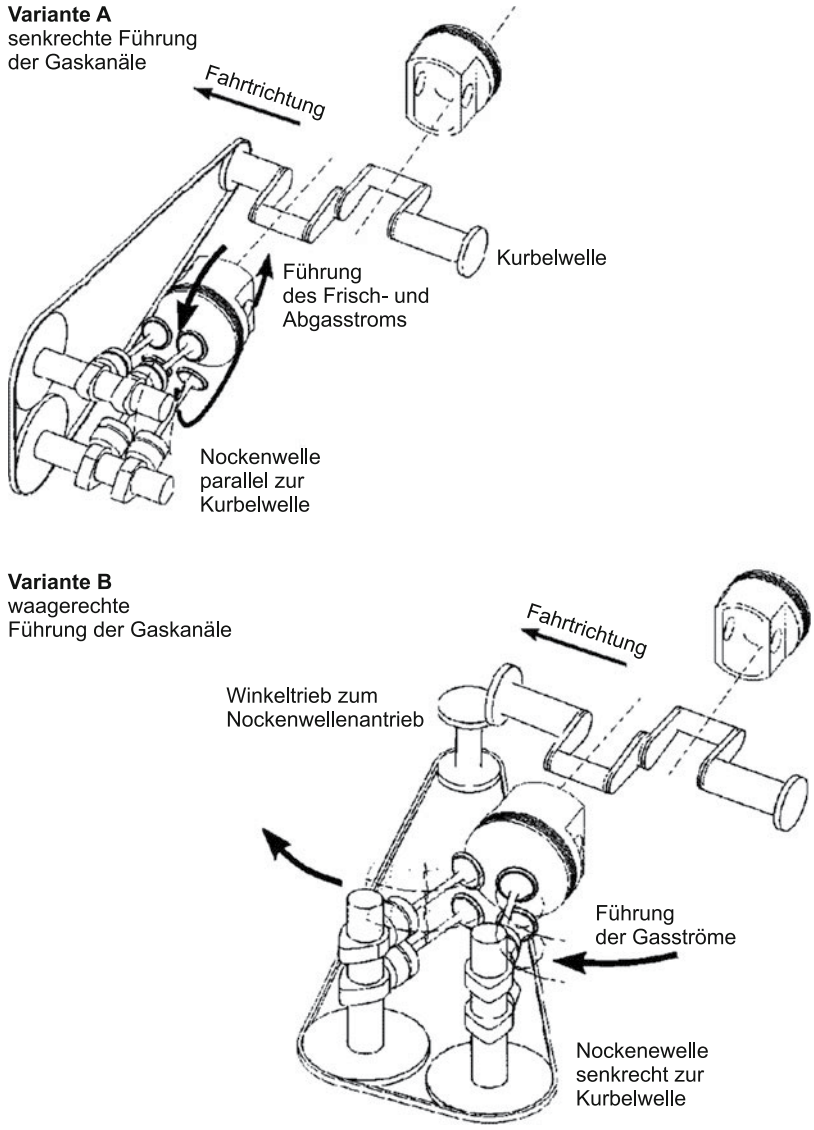


Abb. 3.131 Ventiltriebskonzepte mit obenliegenden Nockenwellen bei Boxermotoren

In Abb. 3.132 ist die Gesamtanordnung dieses Ventiltriebs in der überarbeiteten Version, die seit 2004 in den 1200er Motoren verbaut wurde, dargestellt. Als Entwicklungsziel für den Motor war ein ausgewogener Drehmomentenverlauf mit hohen Werten schon bei niedrigen Drehzahlen vorgegeben. Ursprünglich sollte der Motor Potenzial für Leistungen von etwa 70 kW aufweisen, aber kein ausgeprägtes Sporttriebwerk für höchste Drehzahlen sein. Im Laufe der Jahre wurden diese Anforderungen kontinuierlich höher geschraubt. Konstruktiv wurde dem durch Feinarbeiten am Ventiltrieb und Zylinderkopf Rechnung getragen und die

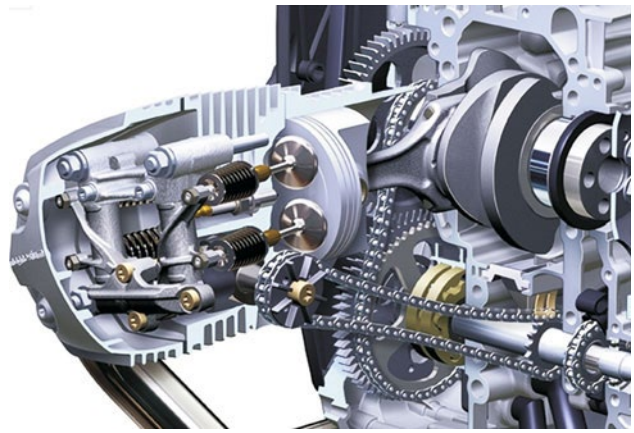


Abb. 3.132 Zylinderkopf und Ventiltrieb des Vierventil-Boxermotors von *BMW*

letzte Ausbaustufe dieses Triebwerks erreicht in der R1200S immerhin 90 kW. Dies zeigt das beachtliche Potenzial des damaligen Grundentwurfs für diesen Motor. Die für diese Leistungen notwendige Öffnungscharakteristik der Ventile erforderte von Anfang an eine Ohc-Steuerung, die zudem auch der Forderung nach einem leisen Ventiltrieb Rechnung trägt. Gleichzeitig sollte aus stilistischen Gründen und wegen der besseren Kühlung des Auslassbereichs die traditionelle, horizontale Ansaugrohr- und Abgaskrümmerführung des Motors beibehalten werden. Das Problem, mit diesen Vorgaben einen Ventiltrieb mit obenliegender Nockenwelle zu verwirklichen, ohne die Baubreite des Motors gegenüber dem 2-Ventiler der Vorgänger-Generation zu vergrößern, wurde mit der im Bild dargestellten Konstruktion gelöst. Durch die seitliche Lage der Nockenwelle wird Bauhöhe im Zylinderkopf gespart, und zugleich kann dieser im oberen Bereich, der die Bodenfreiheit bei Schräglage mitbestimmt, genügend schmal gehalten werden. Dazu trägt auch der Nockenwellenantrieb über Rollenketten bei. Da dieser über eine, von der Kurbelwelle angetriebene und im Verhältnis 2:1 untersetzte Zwischenwelle erfolgt, können die Kettenräder im Zylinderkopf entsprechend klein gehalten werden.

Die halbhohe Nockenwellenanordnung sorgt für ausreichend kurze Wege zu den Ventilen. Die gewählte Übertragung der Nockenerhebung mittels einseitig offener Stößelbecher, kurzer Stoßstangen und Kipphebel, Abb. 3.133, ist steifer und leichter als alternative Lösungen mit längeren Kipphebelarmen bzw. Kipphebeln, die direkt auf geschlossene Tassenstößel wirken. Sie hat zudem den Zweck, die Tassendrehung mechanisch von der Einwirkung der Kipphebelkräfte zu entkoppeln (zentrische Lage der Stoßstangen) und eine freie Tassendrehung zu ermöglichen. Diese freie Tassendrehung ist für einen ordentlichen Schmierfilmaufbau zwischen Nocke und Tasse und aus Gründen des Verschleißschutzes, übrigens bei allen Tassenstößelsteuerungen, unverzichtbar.

Bemerkenswert ist noch die Lagerung aller Ventiltriebsbauteile in einem gemeinsamen Aluminium-Gussteil, dem sogenannten Steuerungsträger, Abb. 3.133b. Durch seine Verschraubung zusammen mit Zylindern und Zylinderkopf über Zuganker wird ein optimaler Kraftfluss der Ventiltriebskräfte ins Kurbelgehäuse gewährleistet.

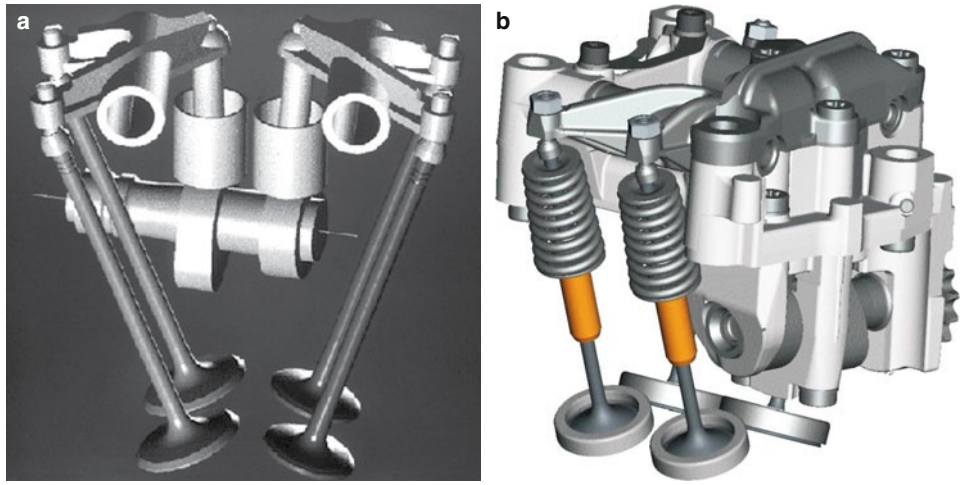


Abb. 3.133 Anordnung der Ventiltriebsbauteile (*links*), Steuerungsträger (*rechts*)

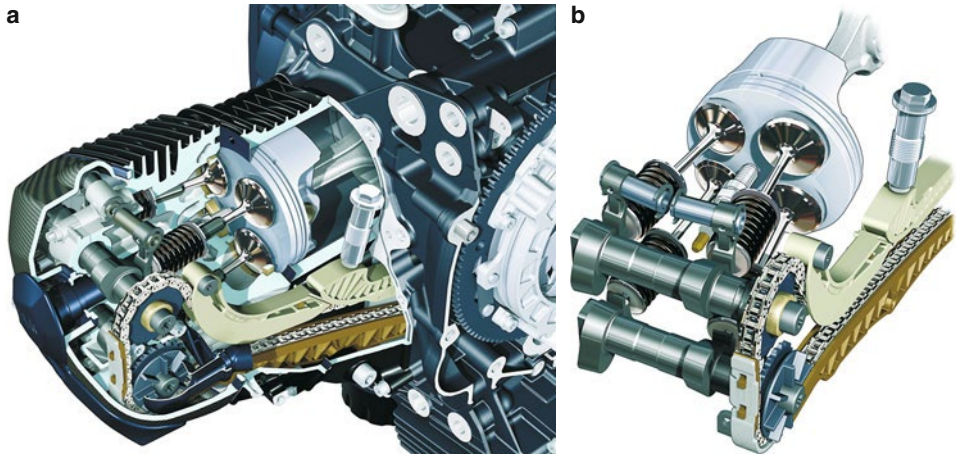


Abb. 3.134 DOHC-Zylinderkopf für die Boxermodelle ab Modelljahr 2007/2010

Marktstrategisch wurde seitens *BMW* Motorrad beginnend mit dem Jahr 2004 der Einstieg in das Sportsegment verfolgt (Sportboxer BMW HP2 Sport, 2007), wozu der Boxer in der Leistung angehoben werden musste. Die Notwendigkeit einer echten DOHC-Steuerung mit zwei obenliegenden Nockenwellen für den Boxer war trotz aller vorstehend beschriebenen Problematik zwingend und wurde konstruktiv intensiv untersucht. Den Durchbruch brachte die Idee, die Ventile radial im Zylinderkopf anzuordnen und diese mittels Schlepphebeln und konisch geschliffenen Nocken zu betätigen. Jede Nockenwelle betätigt dabei jeweils ein Einlass- und ein Auslassventil, Abb. 3.134.

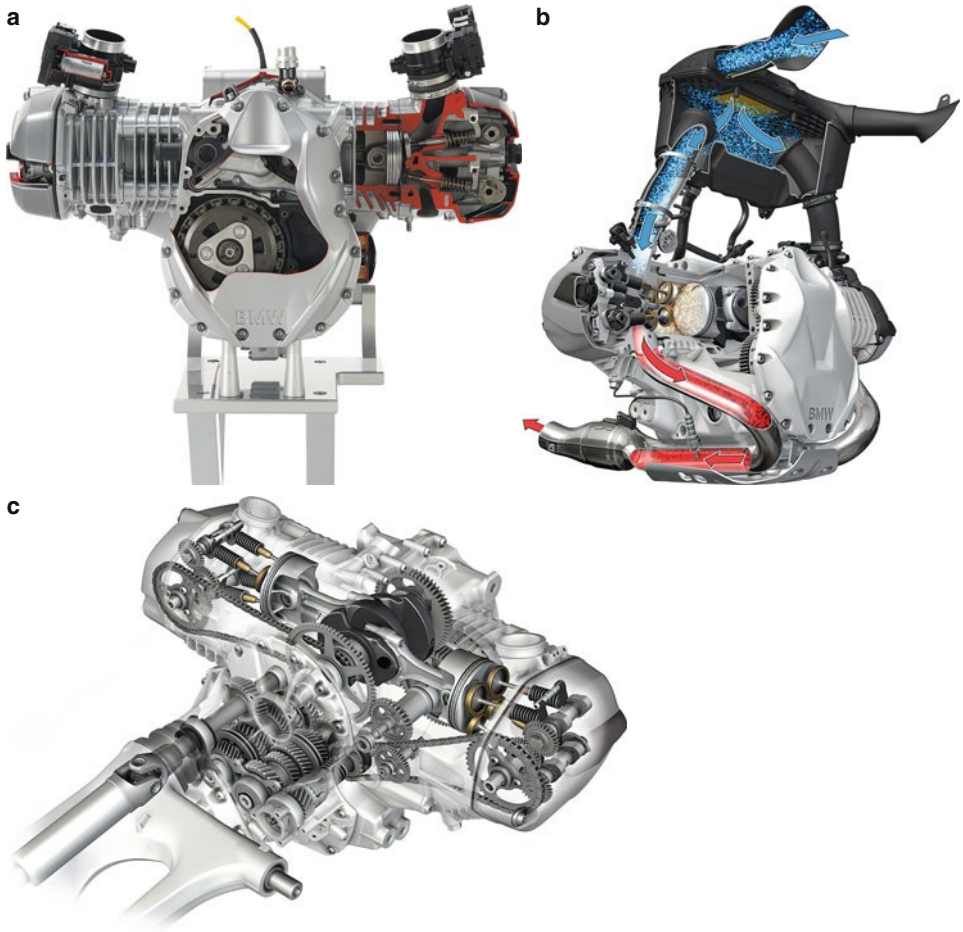


Abb. 3.135 Ventiltrieb wassergekühlter BMW Boxermotor mit senkrechter Gasströmung (BMW/ Arnold Debus)

Mit dieser einzigartigen Konzeption wurde eine konstruktive Lösung gefunden, die alle zuvor beschriebenen Zielkonflikte beseitigt. Die radiale Ventilanordnung ermöglicht eine waagerechte und im Verlauf ähnliche Kanalführung wie beim herkömmlichen Boxer. Sie schafft zudem den notwendigen Freiraum zur Unterbringung der Ventilbetätigungselemente. Mit der Besonderheit, dass eine Nockenwelle jeweils ein- und Auslassventil steuert, ist überhaupt erst die waagerechte Nockenwellenanordnung möglich. Diese wiederum ist die Voraussetzung dafür, dass die bisherige Steuerkettenanordnung beibehalten werden konnte; nur so kann dieser Zylinderkopf überhaupt zusammen mit dem bisherigen Grundtriebwerk verwendet werden. Durch die Schlepphebelbetätigung der Ventile benötigt dieser DOHC-Ventiltrieb nicht mehr Raum im Zylinderkopf als die bisherige High Camshaft Steuerung, so dass die Baubreite dieses Motors nicht größer als beim Basis-Boxermotor ausfällt.

Mit der Einführung der neuesten Generation des Boxermotors mit Wasserkühlung in 2013 entfiel das Argument der problematischen Kühlung des Auslassbereichs. Folgerichtig

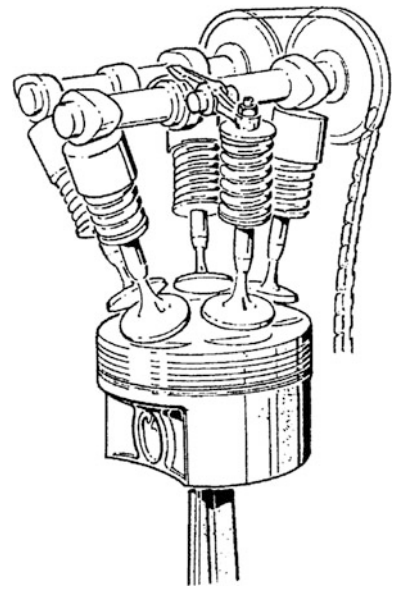


Abb. 3.136 Ventilsteuerung und Brennraum des ROTAX Einzylindermotors mit fünf Ventilen

entschied man sich für eine zukunftsträchtige konsequente Lösung mit senkrechter Gasführung. Damit kann ein echter DOHC-Ventiltrieb mit horizontal und parallel zur Kurbelwelle angeordneten Nockenwellen ohne konische Nocken und eine konventionell dachförmige Ventilanordnung ohne Radialstellung verwirklich werden, Abb. 3.135. Die Ventilsteuerung erfolgt über leichte und steife Schlepphebel. Die Kettenführung der Steuerkette konnte bei dieser Konfiguration gegenüber dem Vorgänger einfacher gestaltet werden. Der Ventilwinkel ist mit 8 (Einlass) bzw. 10 Grad (Auslass) wünschenswert eng für eine thermodynamisch günstige kompakte und flache Brennraumform und ermöglicht ein hohes Verdichtungsverhältnis.

Mit drei weiteren unkonventionellen Konstruktionsbeispielen sollen die Betrachtungen zum Zylinderkopf und Ventiltrieb abgeschlossen werden. Abb. 3.136 zeigt die Ventilsteuerung des 650 cm^3 Einzylindermotors der Fa. *ROTAX* mit fünf radial angeordneten Ventilen. Durch die räumliche Lage der Ventile und die Betätigung über Tassen müssen die Nocken der Auslassventile und der beiden äußeren Einlassventile konisch sein. Das mittlere Einlassventil liegt außerhalb der Nockenwellenebene und muss daher mit einem Kipphebel betätigt werden. Gegenüber der 5-Ventil-Lösung von *YAMAHA* hat der *ROTAX*-Motor einen weniger zerklüfteten Brennraum, dafür ist aber die Ventilsteuerung aufwändiger, teuerer und schwerer.

Eine heute nur von *DUCATI* exklusiv verwendete Ventilsteuerung ist die Desmodromik, Abb. 3.137. Sie ist dadurch gekennzeichnet, dass die Schließbewegung des Ventils zwangsweise erfolgt und eine Ventilfeder entfallen kann. Dazu wird das Ventil mit einem Gabelhebel geführt, auf den ein Öffnungs- und ein Schließnocken wirken. Theoretisch können mit dieser Ventilsteuerung allerhöchste Drehzahlen und Ventilbeschleunigungen verwirklicht werden, weil durch die Zwangsführung das Ventil keine unkontrollierten Bewegungen, wie z. B. Abheben vom Nocken, mehr ausführen kann.

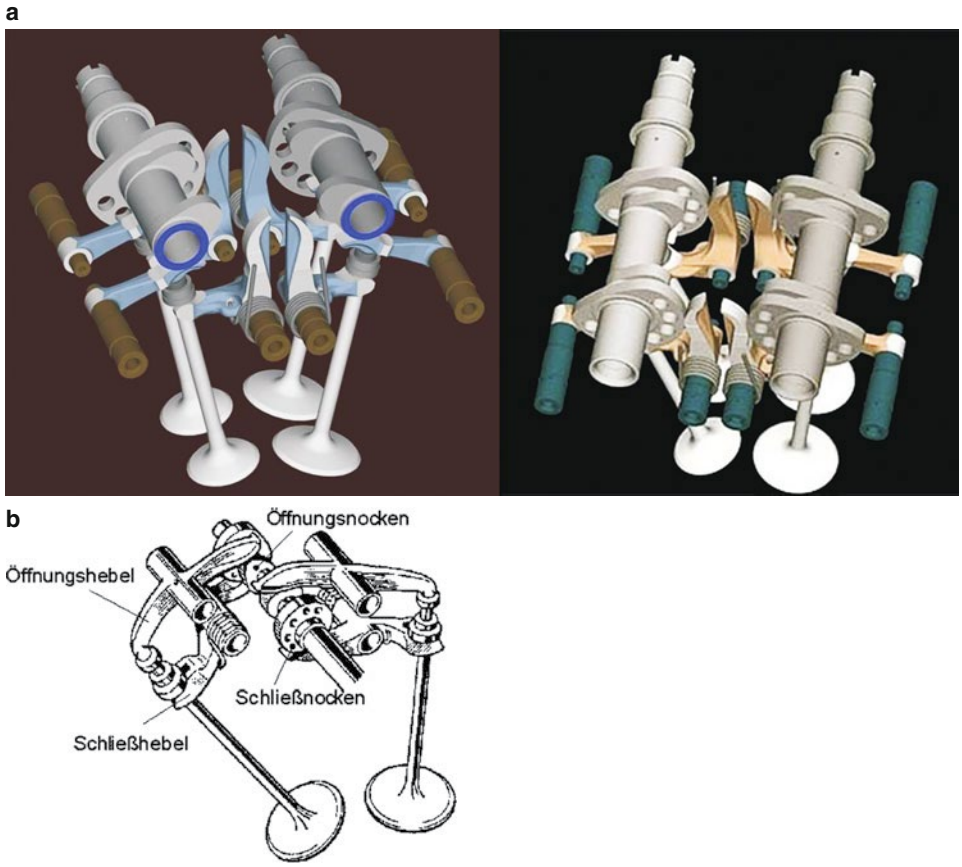


Abb. 3.137 Desmodromische Ventilsteuerung bei *DUCATI* Motoren

In der Praxis allerdings ergeben sich ebenso wie beim konventionellen Ventiltrieb Drehzahl- und Auslegungsgrenzen infolge der Massenkräfte. Werden diese zu groß, kommt es zu elastischen Verformungen der Betätigungshebel und infolge unzulässiger Flächenpressungen zu Verschleiß an den Kontaktstellen zwischen Betätigungshebel, Ventilschaft und Nocken. Die desmodromische Ventilsteuerung ist ursprünglich aus Anforderungen im Rennsport erwachsen. Vor Jahrzehnten stellten Ventilfederbrüche bei Rennmotoren ein großes Problem dar, weil zum einen die Auslegung des Ventiltriebs samt der Federn unvollkommen war und zum anderen Ventilfederwerkstoffe in der erforderlichen Festigkeit und Reinheit nicht zur Verfügung standen. Inhomogenitäten im Werkstoff führten bei höchstbelasteten Ventilfedern zum Bruch. Diese Probleme sind heute durch Fortschritte in der Berechnung und Werkstoffentwicklung überwunden und wie viele Beispiele zeigen, lassen sich Drehzahlen von über 13.000 U/min mit herkömmlichen Ventilsteuerungen und Ventilfedern problemlos beherrschen. Dennoch ist die Desmodromik eine interessante und mechanisch einzigartige Lösung, die viel zur Faszination der *DUCATI* Motoren und Motorräder beiträgt.

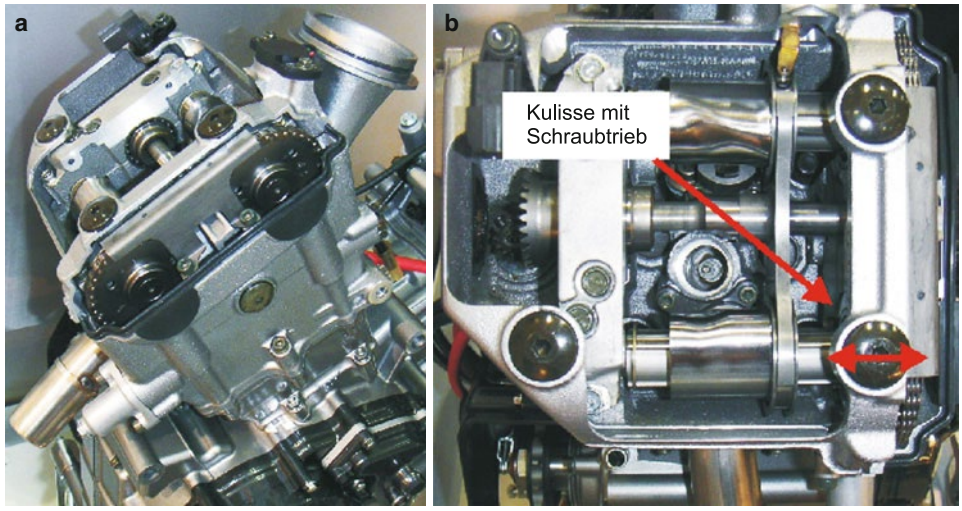


Abb. 3.138 Variable Ventilsteuerung von *SUZUKI*

Alle bisher behandelten Ventiltriebe waren solche mit festen Steuerzeiten. In Automobil-Motorenbau sind in den letzten Jahren Ventiltriebe mit Variabilitäten bezüglich Spreizung und Steuerzeit zur Serienreife entwickelt worden. Problematisch all dieser Automobillösungen für den Motorradeinsatz sind der Bauaufwand, der Platzbedarf, das Gewicht sowie die Systemkosten. Bei Motorradmotoren gibt es außer dem V-Tech-System von *HONDA* im Modell VFR bisher keinen variablen Ventiltrieb in Serie. Beim V-Tech-System wird drehzahlabhängig zwischen zwei unterschiedlichen Nocken mit jeweils festen Steuerzeiten umgeschaltet.

SUZUKI stellte erstmals auf der Tokyo Motor Show 2003 eine sehr interessante Konstruktion eines vollvariablen Ventiltriebs vor. Auf der Basis des Zylinderkopfes des bekannten Zweizylinder-V-Motors (aus der TL 1000, bzw. V-Strom) wurde eine Lösung erarbeitet, die vom Bauraum und der Grundkonstruktion serienfähig erscheint, Abb. 3.138. Sie beeindruckt durch die saubere Integration in den Serien-Motor. Verwendet werden räumliche Nockenkonturen. Durch eine axiale Verschiebung der Raumnocken auf ihren Wellen wirken unterschiedliche Profile auf den darunterliegenden Tassenstößel (wegen der Nockenkontur als Rollenstößel ausgeführt), wodurch unterschiedliche Ventilerhebungen und Steuerzeiten realisiert werden. Die Axialverschiebung geschieht über eine Kulisse mit einem elektromotorisch angetriebenen Schraubtrieb.

Nachteilig für eine Leistungsauslegung eines solchen Motors ist sicher die höhere Masse des notwendigen Rollen-Tassenstößels. Inwiefern die Nockengeometrie fertigungsstechnischen Einschränkungen unterliegt kann ebenso wenig beurteilt werden, wie beispielsweise die Schmierverhältnisse und die Flächenpressungen zwischen Stößel und Nockenfläche.

Herkömmliche Motoren beweisen bis heute, dass alle Drehmoment- und Leistungsanforderungen auch mit konventionellen, starren Ventiltrieben erfüllt werden können.

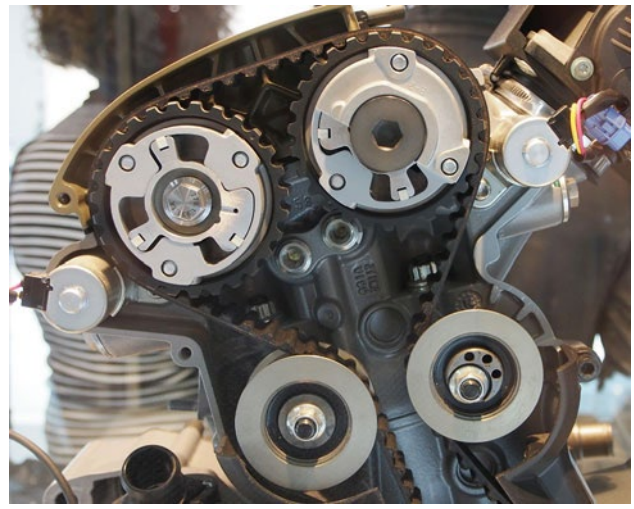


Abb. 3.139 Spreizungsverstellung der Nockenwellen, DUCATI

Hinsichtlich der Schadstoffemission und des Laufkomforts im Teillastbereich bieten variable Ventiltriebe jedoch zusätzliche Möglichkeiten. Im Zuge der sich weiter verschärfenden Abgasgesetze ist zu erwarten, dass Hersteller in naher Zukunft die erweiterten Möglichkeiten nutzen werden, die variable Ventiltriebe für die Motorabstimmung ermöglichen. Sie sind bei beherrschbarem Aufwand ein technisch sinnvoller Weg zur Lösung der zukünftig wesentlich verschärften Zielkonflikte zwischen Abgasverhalten, Verbrauch und dem ungebrochenen Kundenwunsch nach höchster Leistungsausbeute. *DUCATI* geht hier aktuell den Schritt mit einem Ventiltrieb, der eine Spreizungsvariation ermöglicht, Abb. 3.139. Durch die Fenster im Antrieb der Nockenwellenräder lassen sich die beiden Nockenwellen um einen gewissen Winkelbetrag zueinander verdrehen, wodurch die Spreizung verstellt und die Steuerzeiten sich verschieben lassen. Der Effekt auf die Steuerzeiten wurde bereits im Abschn. 3.2 beschrieben und mit den Auswirkungen auf den Ladungswechsel beschäftigt sich das Kap. 4.

3.7.4 Beispiele ausgeführter Gesamtmotoren

Mit Beispielen ausgeführter Motoren soll das Kapitel über die konstruktive Gestaltung von Motoren abgeschlossen werden. Wegweisende oder interessante Konstruktionsausführungen gibt es auch bei Motoren, die bereits vor vielen Jahren in Serie gingen, deshalb werden in diesem Kapitel auch ältere Motoren vorgestellt, die nicht mehr produziert werden.

Der Motor der SUZUKI TL 1000 S, Abb. 3.140, der in abgewandelter Form auch im Modell DL 1000 V-Strom verwendet wurde, steht stellvertretend für eine moderne Generation von Zweizylindermotoren. Mit einem Zylinderwinkel von 90° bietet die Konstruktion eine günstige Voraussetzung für einen guten Massenausgleich. Zwar ist die Baulänge des Motors wegen des Zylinderwinkels relativ groß, dafür ergeben sich aber ausreichende Platz-

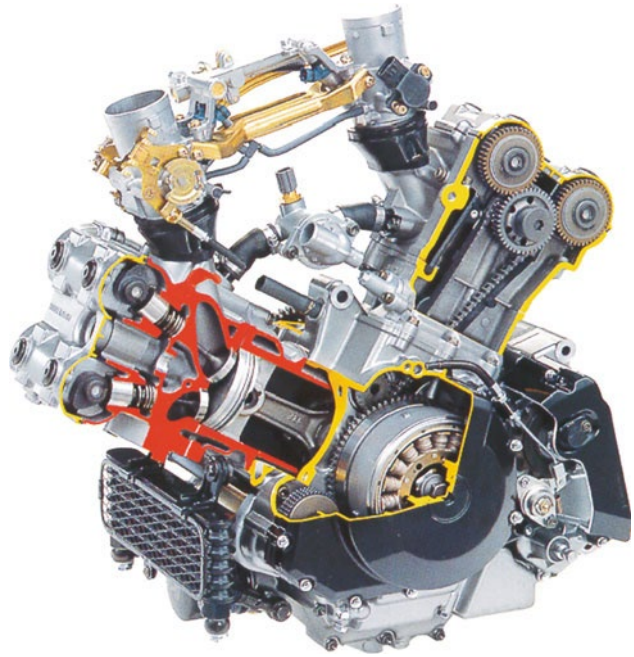


Abb. 3.140 Motor der SUZUKI TL1000S

verhältnisse im V-Winkel zwischen den Zylindern für die Drosselklappenstutzen. Somit kann der Einlasskanal ohne größere Krümmung sehr strömungsgünstig gestaltet werden und es ergibt sich über dem Motor Platz für eine voluminöse Sauganlage. Bemerkenswert ist der Nockenwellenantrieb über eine Zahnkette und eine Zwischenwelle, die wiederum über Zahnräder die Nockenwellen antreibt. Dies ergibt vorteilhaft kurze Steuerketten (geringe Kettenschwingungen), einen steifen Nockenwellenantrieb für präzise Einhaltung der Steuerzeiten und einen relativ schmal und niedrig bauenden Zylinderkopf. Zum kompakten Zylinderkopfdesign trägt auch der enge Ventilwinkel bei. Erkennbar sind die optimierten Leichtbaukolben mit geringstmöglicher Kompressionshöhe und sehr kurzem Kolbenhemd.

Bis ins Detail gewichtsoptimiert ist der Einzylindermotor für das Enduro-Motorrad YZ/WR400R von *YAMAHA*, Abb. 3.141. Mit diesem Motor bzw. seiner weiter entwickelten Variante mit 250 cm^3 Hubraum wird nach derzeitigem Stand der Technik die Grenzen der Machbarkeit im Serienmotorenbau demonstriert. Bezüglich der angewandten Leichtbaumethoden gilt diese Aussage bis heute unverändert. Der Motoraufbau ist sehr kompakt, die Abmessungen entsprechen bei 450 cm^3 denen früherer 250er-Motoren. Extremer Leichtbau ist im Bild beispielsweise am Kolben erkennbar, der praktisch nur noch einen Ringträger darstellt (Gewicht 340 g bei ∅ 92 mm).

Bei den Vierzylinderreihenmotoren waren die Konstruktionen der japanischen Hersteller über Jahrzehnte das Maß der Dinge, wenn es um Leistung und Drehfreude ging. Ein Beispiel für diesen Hochleistungs-Motorenbau ist der Motor der *YAMAHA* YZF-R1, in Abb. 3.142a die Version des Modelljahres 2002. Man erkennt die auch heute noch aktuelle kompakte

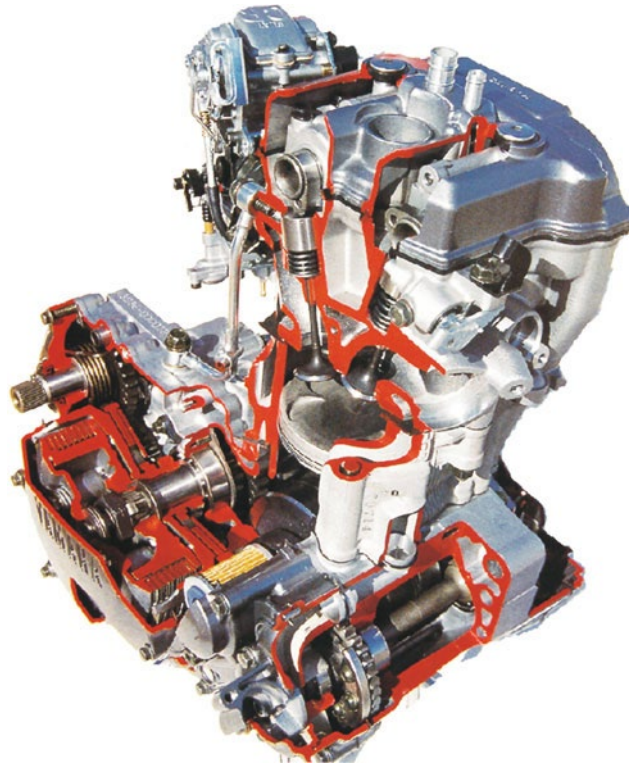


Abb. 3.141 Motor der YAMAHA YZ/WR400F

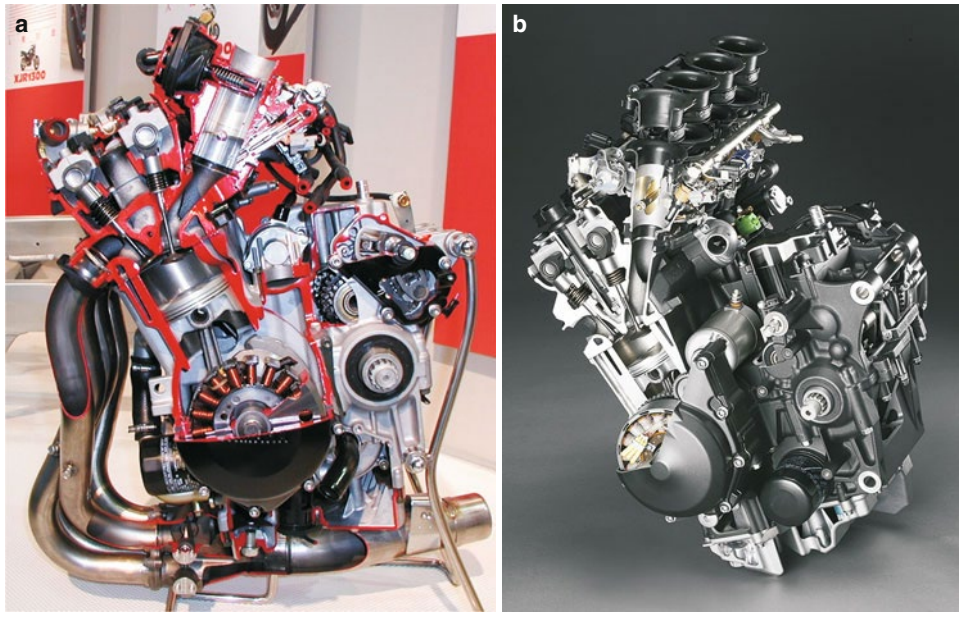


Abb. 3.142 **a** Motor der YAMAHA YZF-R1 (Modelljahr 2002); **b** Motor der YAMAHA YZF-R6 (Modelljahr 2008)

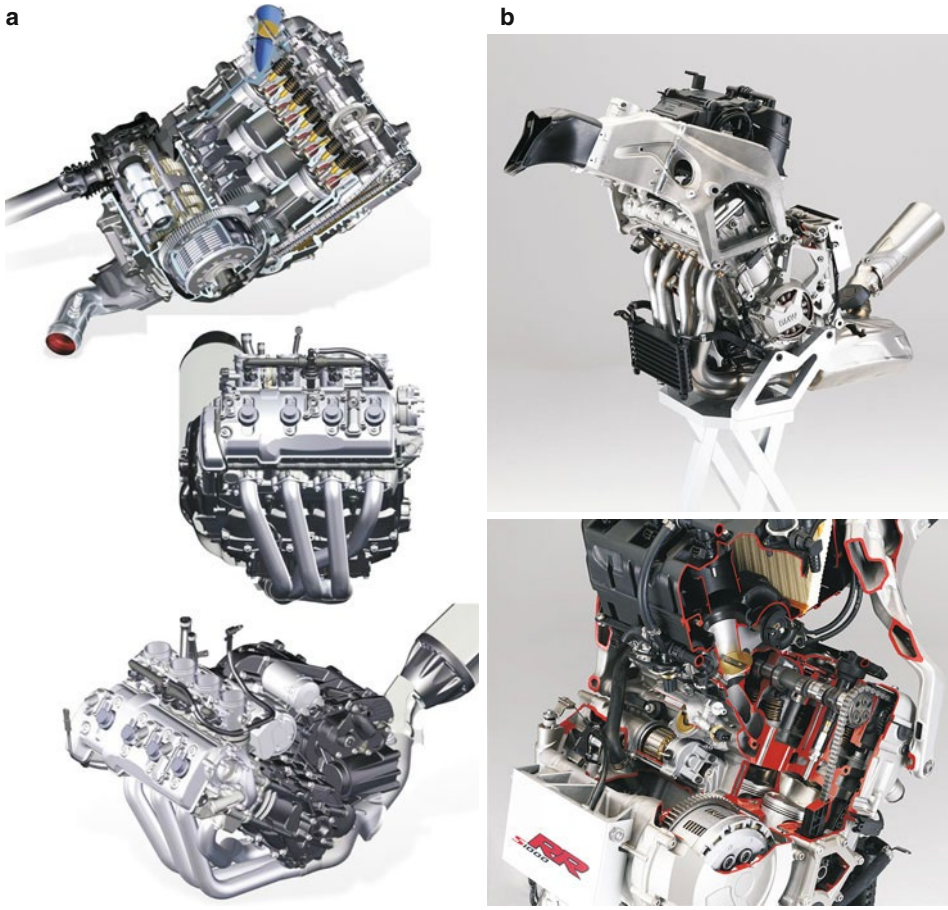


Abb. 3.143 **a** Motor der BMW K 1200 S; **b** Motor der BMW S1000RR (BMW/Arnold Debus)

Gesamtkonstruktion mit seinem hoch hinter der Kurbelwelle angeordnetem Getriebe. Dieses gibt eine zentrale Massenkonzentration, aber auch einen relativ hohen Motor-Schwerpunkt. Die Schnittdarstellung zeigt die filigrane Gestaltung der mechanischen Motorteile. Der 600 cm^3-Motor der Yamaha YZF-R6, Modelljahr 2008, Abb. 3.142b, folgt den gleichen Konstruktionsprinzipien, die sich auch in der aktuellen Modellgeneration wiederfinden.

Mit dem Triebwerk des 2004 vorgestellten neuen Sportmotorrades K 1200 S untermauerte *BMW* Motorrad seine motorenbauerische Kompetenz erstmals auch bei leistungsstarken Vierzylinder-Motorradmotoren. Dieser ausgeklügelte Motor stellte mit seiner konsequent konstruierten Technik zum Zeitpunkt der Markteinführung sicher den modernsten Motorradantrieb der Welt dar, Abb. 3.143a.

Mit einem Winkel von 55° ist die Zylinderbank extrem weit nach vorn geneigt, was wesentlich zum angestrebten niedrigen Schwerpunkt beiträgt. Der sehr enge Ventilwinkel von 22° ermöglicht zusammen mit der bereits zuvor erwähnten Schlepphebelsteuerung

einen sehr kompakten Zylinderkopf. Zur geringen Baubreite des Zylinderkopfes trägt der Nockenwellenantrieb bei, bei dem die Zahnkette von der Kurbelwelle aus nur die Auslass-Nockenwelle antreibt, während die Einlass-Nockenwelle über ein Zahnrad von der Einlasswelle angetrieben wird. Das ergibt Vorteile im Geräuschverhalten und Präzision in der Ventilsteuerung durch eine kurze Kette.

Die Frontansicht zeigt, dass der Motor in Kurbelwellenrichtung sehr kurz baut, was für eine hohe Schräglagenfreiheit für das Motorrad trotz tiefer Motoreinbaulage sorgt. Die Baubreite des 1200 cm^3 Motors liegt nahezu auf dem Niveau der modernsten 600er-Motoren. Erreicht wurde diese kurze Baulänge durch minimierten Zylinderabstand und besonders schmale Kurbelwellenhauptlager (vgl. Abschn. 3.7.1, Kurbelwelle). Nebenaggregate und Lichtmaschine wurden hinter die Kurbelwelle verlegt, die Wasserpumpe sitzt am Zylinderkopf und wird von der Auslassnockenwelle angetrieben. Durch eine Trockensumpfschmierung entfällt die Ölwanne, wodurch der Motor schwerpunktgünstig weit unten im Rahmen platziert werden kann. Weitere mechanische Details des Motors wurden in den vorangegangenen Abschnitten bereits beschrieben. Als erster und einziger Motor dieser Klasse ist die Motorsteuerung mit einer Klopfregelung ausgestattet (vgl. Abschn. 3.4).

Die Fortführung dieser Hochleistungskonzeption findet sich im Motor des BMW Supersportlers S1000RR, der in 2009 vorgestellt wurde und auch im Jahre 2016 noch das leistungsstärkste Triebwerk der Welt in der Supersportklasse markiert. Zugleich weist dieser Motor mit 59,8 kg ein sehr geringes Gewicht und äußerst kleine Abmessungen auf, Abb. 3.143b.

Neben dem kompakten Motor-Gesamtdesign mit zentraler Massenkonzentration ist als Besonderheit der DOHC-Ventiltrieb mit Schlepphebeln zu erwähnen, der dem Motor große Drehzahlfestigkeit und hohe Drehzahlreserven verleiht und zugleich die Bauhöhe des Zylinderkopfes minimiert. Die extreme Steifigkeit des Ventiltriebs eröffnet sehr große Freiräume für die Auslegung der Ventilerhebung, sowohl hinsichtlich maximaler Leistungsausbeute als auch für eine perfekte Leistungscharakteristik. Dieser Ventiltrieb wurde bereits im Abschn. 3.7.3, „Zylinderkopf und Ventiltrieb“, vorgestellt.

Ganz sicher ein Highlight im Motorrad-Motorenbau stellt auch der 2010 vorgestellte 6-Zylinder-Reihenmotor der BMW K 1600 GT/GTL dar, Abb. 3.144. Durch eine langhubige Auslegung in Verbindung mit einer auf 5 mm minimierten Stegbreite zwischen den Zylindern baut der Motor nur 555 mm breit und liegt damit nur wenig über dem Breitenmaß üblicher Vierzylindermotoren. Auch sonst ist der Motor extrem kompakt. Erreicht wurde dies durch die Verlagerung der elektrischen Nebenaggregate und deren Antrieb hinter die Zylinder in den Freiraum oberhalb des Getriebes. Damit wurde zugleich eine optimale Massenkonzentration nahe des Schwerpunkts erreicht. Mit 102,6 kg ist er der leichteste Sechszylinder-Motorradmotor über 1000 cm^3, der bis jetzt in Serie gebaut wurde.

Technisch einzigartig war auch der VR6-Motor der 2011 als Prototyp vorgestellten HOREX, Abb. 3.145**,** deren Produktion jedoch kurz nach dem Serienstartwegen finanzieller Schwierigkeiten des Unternehmens eingestellt wurde.

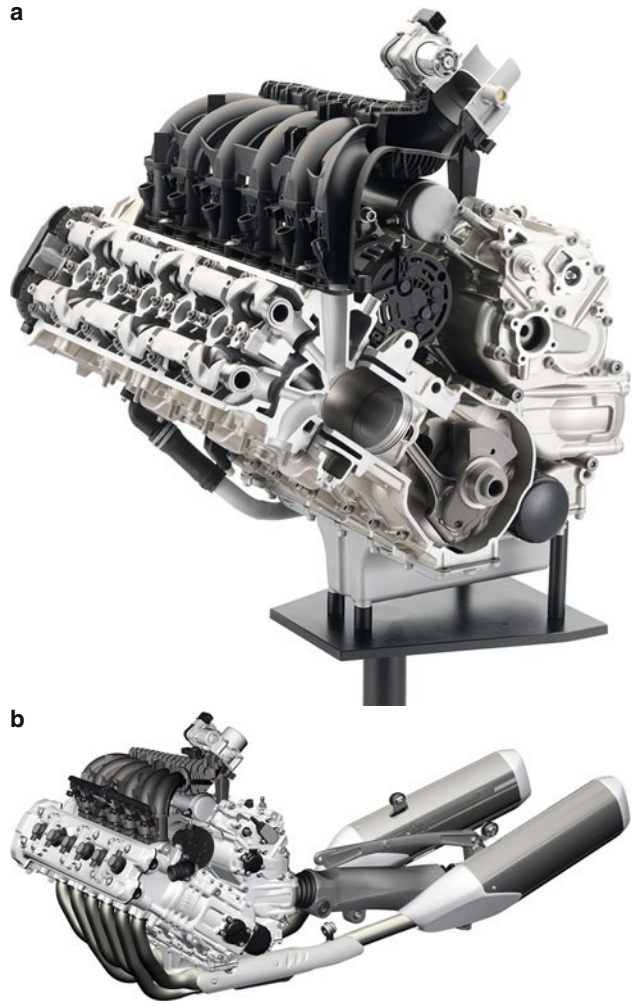


Abb. 3.144 Motor der BMW K 1600 GT/GTL (Modelljahr 2010) (BMW/ Arnold Debus)

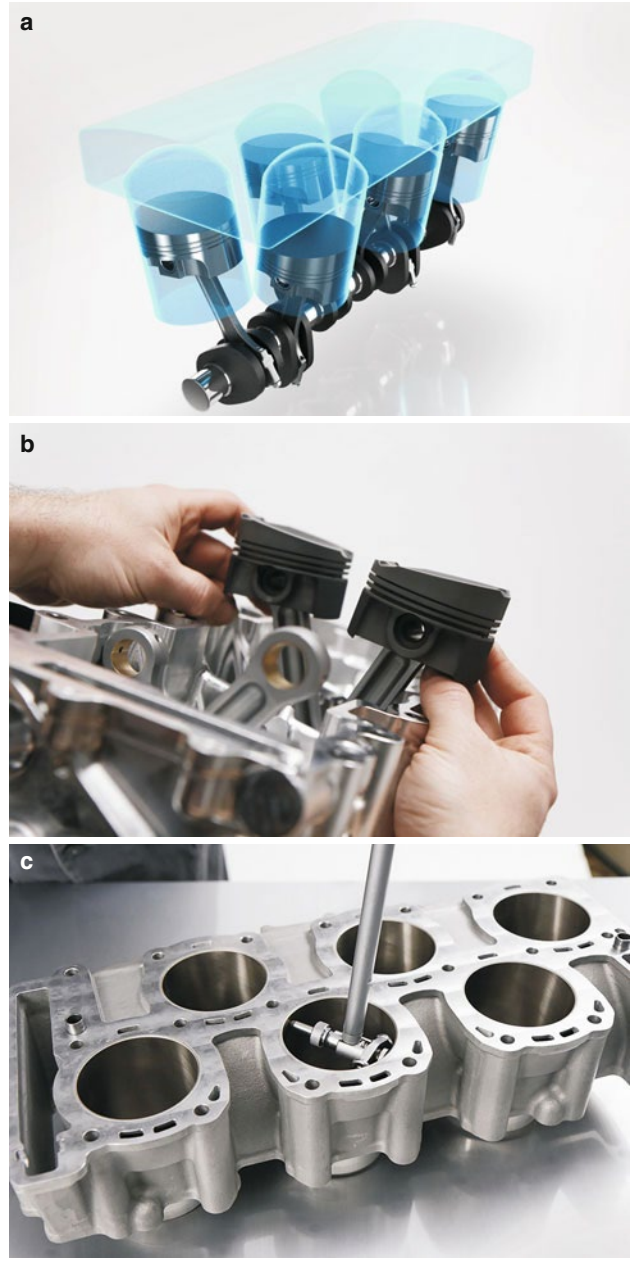


Abb. 3.145 HOREX VR6 Motor

3.8 Kühlung und Schmierung

Über den Wärmehaushalt hängen Kühlung und Schmierung des Motors eng zusammen. Das Schmieröl übernimmt neben seiner Hauptaufgabe zugleich die wichtige Funktion der Wärmeabfuhr aus den hoch beanspruchten Zonen des Motors. Im Gegenzug erfolgt ein ständiger Wärmeaustausch zwischen Schmieröl und Kühlmedium, wodurch die Öltemperaturen gesenkt werden und somit die Schmierung auch bei hoher Belastung sichergestellt wird. Kühlung und Schmierung spielen für die Zuverlässigkeit, Standfestigkeit und Verschleißarmut des Motors eine sehr wichtige Rolle.

3.8.1 Kühlung

Nur rund ein Drittel der mit dem Kraftstoff zugeführten Energie wird im Motor in verwertbare mechanische Arbeit umgewandelt. Der Rest ist Verlustarbeit, die man verschiedenen Kategorien zuordnen kann, z. B. Kühlungswärme, Abgaswärme, mechanische Reibung usw. Letztlich wird die gesamte Verlustarbeit in Wärme umgewandelt, die aus dem Motor abgeführt werden muss. Untersuchungen zeigen, dass die häufig angegebene Drittelung der Energiebilanz (1/3 Nutzarbeit, 1/3 Kühlung und 1/3 Abgaswärme) bei Hochleistungsmotoren differenziert betrachtet werden muss. Der Anteil der Abgaswärme ist zum Beispiel nicht konstant, sondern nimmt bei hohen Drehzahlen erheblich zu. Abb. 3.146 zeigt beispielhaft die Aufteilung der Energieströme für einen wassergekühlten Vierzylinder-Motorradmotor (ohne separaten Ölkühler) bei Nennleistung.

Man erkennt, dass nach Abzug der mechanischen Leistung und des Abgasenergiestroms immer noch ca. 40 % des zugeführten Energiestroms als Verlustwärmestrom übrig bleibt. Davon wiederum wird nur rund die Hälfte über den Wasserkühler abgeführt. Der verbleibende Rest, im betrachteten Fall eine Wärmeleistung von über 30 kW (!), ist Wärme, die z. B. im Motoröl steckt und der Wärmestrom, der vom Kühlwasser schon vor dem Kühler z. B. über die Motorwandungen nach außen abgegeben wird. Enthalten ist in diesem aus einer Differenzbetrachtung gewonnenen Wärmerest allerdings auch die Energie von unver-

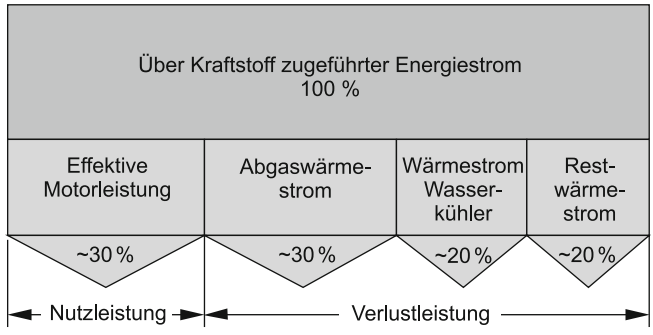


Abb. 3.146 Energiestrom (Wärmeleistung) für einen Vierzylinder-Motorradmotor bei Nennleistung

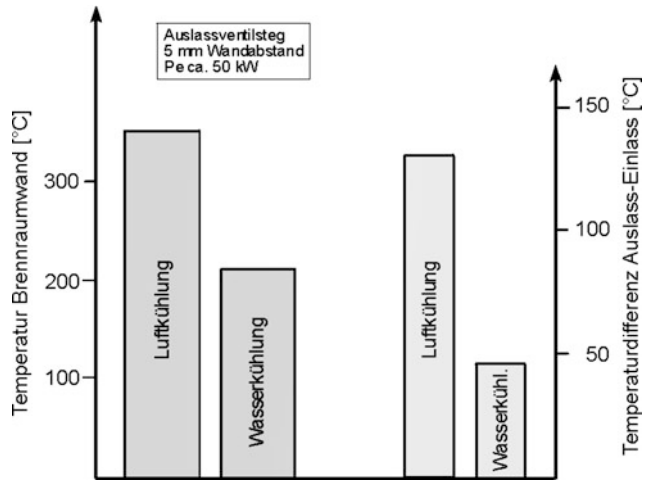


Abb. 3.147 Brennraumwandtemperaturen an den Ventilstegen bei Luft- und Wasserkühlung

brannt gebliebenem Kraftstoff und die kinetische Abgasenergie. Die genaue Aufteilung des Restwärmestroms soll hier nicht weiter betrachtet werden. Wichtig ist die Erkenntnis, dass auch bei Wasserkühlung ein nicht unerheblicher Wärmestrom bleibt, der direkt von den Motoraußenflächen an die vorbeiströmende Luft abgegeben wird. Dies bedeutet in der Praxis, dass ohne eine *Luftumströmung* des Motors eine betriebssichere Motorkühlung auch bei Wasserkühlung nur schwer zu gewährleisten ist (die „Umlenkung" des Restwärmestroms ins Kühlwasser und die Abfuhr am Wasserkühler gelingt auch bei Vergrößerung des Wasserumlaufs und Kühlers nur unvollständig). Bei der Verkleidungsgestaltung muss daher auch auf eine ausreichende Luftzirkulation für den Motor geachtet werden. Die Möglichkeiten einer Motorvollkapselung sind durch diese Tatsache spürbar eingeschränkt.

Die Aufgabe der Kühlung, durch Wärmeabfuhr für erträgliche Bauteiltemperaturen zu sorgen, trifft besonders für Brennraum und Zylinder zu, die unmittelbar den über 2000 °C heißen Verbrennungsgasen ausgesetzt sind. So sollte die Zylinderwandtemperatur aus Schmierungsgründen deutlich unter 200 °C liegen und im Zylinderkopfbereich liegt die vertretbare Grenze für die Brennraum-Wandtemperatur zwischen 250 und 300 °C (Festigkeitsgrenze der Aluminiumlegierungen).

Die früher beim Motorrad fast ausschließlich verwendete Luftkühlung wurde mit dem fortwährenden Anstieg der spezifischen Leistung der Motoren weitgehend von der Wasserkühlung verdrängt. Der Vorteil der Wasserkühlung liegt nicht allein in der besseren Gesamtkühlleistung, sondern vielmehr im besseren Abtransport der Wärme aus den hoch belasteten Zonen im Motor. Am Beispiel der Brennraum-Wandtemperatur im Zylinderkopf zeigt ein Vergleich zwischen Wasser- und Luftkühlung die Vorteile hinsichtlich Temperaturniveau und -verteilung, Abb. 3.147. Ein weiterer Vorteil der Wasserkühlung liegt in der geräuschdämmenden Wirkung des Kühlwassermantels.

Abb. 3.148 zeigt im linken Beispiel (BMW K100) das Funktionsschema einer Wasserkühlung, wie sie früher in Motorrädern in dieser oder ähnlicher Form zum Einsatz kam. Die Wasserpumpe fördert das Kühlmittel (Wasser-Glykol-Gemisch) zunächst zum Kurbel-

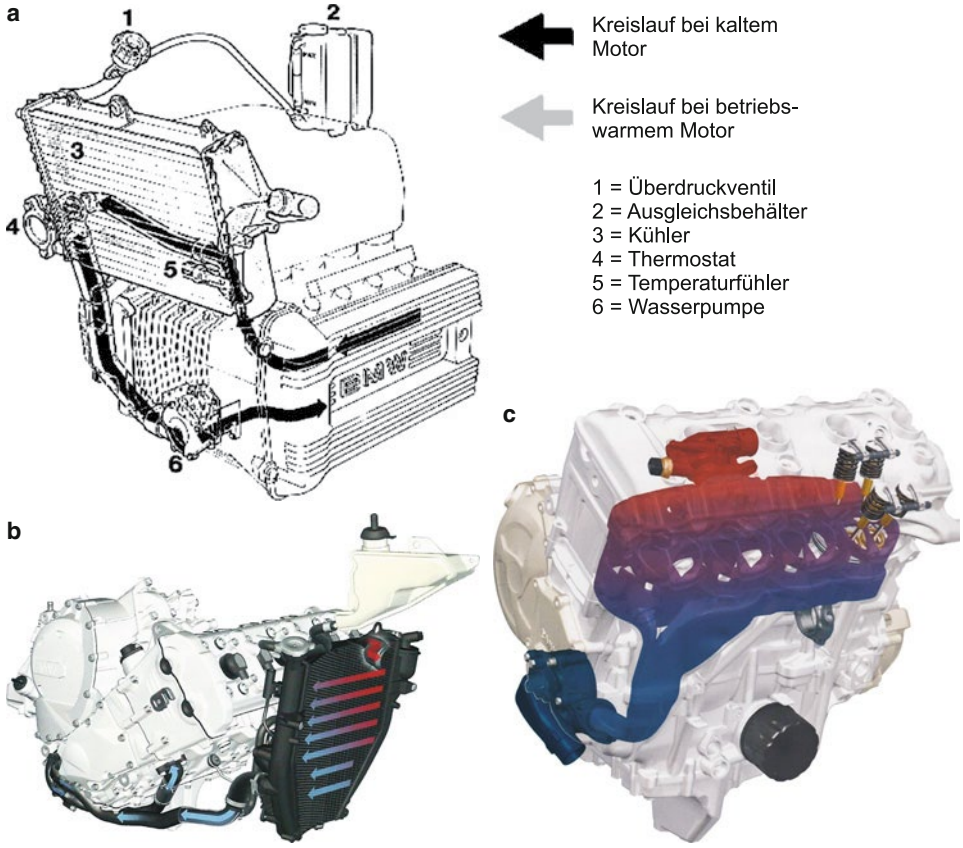


Abb. 3.148 Funktionsschema eines Flüssigkeits-Kühlsystems

gehäuse und von dort über den Zylinderkopf zum Wasserkühler und dann zurück zur Pumpensaugseite. In den Kreislauf ist ein Thermostat mit einer Bypassleitung geschaltet, die den Kühler umgeht (Rückfluss aus Kühler verschlossen), solange der Motor noch nicht betriebswarm ist. Damit wird eine schnellere Motorerwärmung erreicht. Hat dieser seine Betriebstemperatur erreicht, verschließt der Thermostat die Bypassleitung, und das Kühlmittel durchströmt bei zugleich geöffnetem Kühlerrückfluss den Kühler. Ein Ausgleichsbehälter nimmt überschüssiges Kühlmittel infolge der Wärmeausdehnung auf und dient zugleich als Anzeige für den Kühlmittelstand.

Die zwei anderen Beispiele (BMW S1000RR und K1600GT/GTL) zeigen die moderne Form der Wasserführung. Hier tritt das kalte Kühlmittel an der Auslassseite des Zylinderkopfes in den Motor ein und kühlt sehr wirkungsvoll zunächst die heißen Partien des Motors, um dann quer durch den Zylinderkopf zur kälteren Einlassseite zu strömen. Dadurch wird eine gleichmäßigere Temperaturverteilung im Zylinderkopf bewirkt. Durch eine entsprechende Strömungsführung und Wahl geeigneter Querschnitte werden die Zylinder im Nebenstrom mitgekühlt.



Abb. 3.149 Anordnung von Wasserkühler und Lüftern bei der HONDA VTR

Alle modernen Kühlsysteme sind als geschlossene Überdrucksysteme ausgeführt. Ein Druckventil im Kreislauf lässt einen Überdruck zwischen 1,2 bis 1,5 bar zu, so dass die Siedetemperatur des Kühlmittels bei über 120 °C liegt. Damit wird eine höhere Sicherheit gegen Kochen des Kühlsystems auch bei extrem hohen Außentemperaturen und höchster Motordauerbelastung erzielt. Die Wasserumwälzmenge liegt etwa zwischen 75 und 100 l/min und das Kühlmittelvolumen bei 1000er Motoren um die 3 l. Bestandteil eines jeden Flüssigkeitskühlsystems ist der Zusatzlüfter, der den notwendigen Luftstrom durch den Kühler auch im Stillstand und bei langsamer Fahrt erzeugt. Bei allen Motorrädern wird der Lüfter



Abb. 3.150 Anordnung von Wasserkühler und Lüftern bei der *BENELLI* Tornado

elektrisch angetrieben und in Abhängigkeit der Kühlmitteltemperatur, meist knapp oberhalb 100 °C, zugeschaltet.

Die übliche Frontposition des Kühlers sichert zwar eine gute Durchströmung und damit einen hohen Wirkungsgrad des Kühlers, hat aber aerodynamische Nachteile und schränkt die Designfreiheit (breite Front) ein. Bei nach vorn geneigter Motor-Einbaulage reicht auch oft der Bauraum unterhalb des Lenkkopfes nicht aus, denn bei maximaler Einfederung kann das Rad unter Umständen die Kühlerunterkante erreichen.

Alternativ kann der Wasserkühler seitlich in der Verkleidung untergebracht werden, Abb. 3.149. *HONDA* macht von dieser Lösung beim Modell VTR Gebrauch. Die an der Verkleidung vorbeiströmende Luft erzeugt einen Unterdruck, so dass die warme Luft aus dem Kühler gesaugt wird.

Eine sehr ungewöhnliche Kühler- und Lüfteranordnung findet sich im Modell Tornado des italienischen Herstellers *BENELLI*, Abb. 3.150.

Diese Kühlerposition dürfte nicht genügend Luftdurchsatz gewährleisten, weil der Staudruck fehlt. Anzunehmen ist, dass die Elektro-Lüfter die Luftströmung durch den Kühler erzeugen und daher mehr oder weniger im Dauerbetrieb laufen müssen.

Die reine Luftkühlung findet man noch bei Enduro-Motorrädern bzw. bei Motoren mit einer spezifischen Leistung unter 74 kW/l (100 PS/l). Ihre Vorteile sind die vollkommene Störunanfälligkeit und der geringere Bauraumbedarf durch das Fehlen des Wasserkühlers. Bei Reihenmotoren ergibt sich als Nachteil allerdings ein größerer Zylinderabstand durch die Kühlrippen. Der Gewichtsvorteil der Luftkühlung liegt bei rund 3–5 kg.

Besondere Sorgfalt muss der Ausbildung der Kühlrippen gewidmet werden, die zur Vergrößerung der wärmeabgebenden Flächen dienen. Bei zu großer Länge bilden sich Schwingungen aus, die die Schallemission des Motors stark vergrößern. Zudem entsteht bei langen Rippen ein Luftpolster am Rippengrund, das die Wärmeabfuhr verschlechtert. Als Anhaltswert gilt eine maximale Rippenlänge von 50 mm bei einem Rippenabstand nicht unter 8 mm. Die Kühlrippendicke hängt vom Gussverfahren für Zylinder und Zylinderkopf ab, es sind möglichst dünne Rippen anzustreben (Richtwert 3 mm am Rippengrund). Eine genaue Untersuchung des Einflusses der Kühlrippen bei Luftkühlung und weitere Konstruktionshinweise finden sich in [3.14].

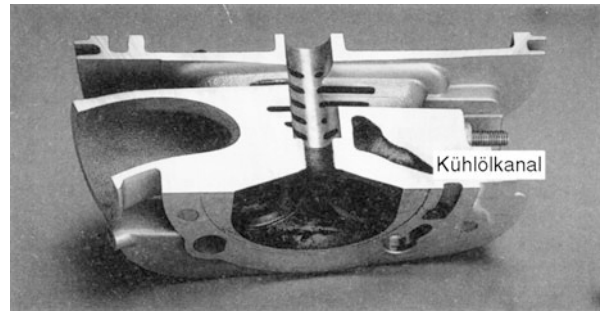


Abb. 3.151 Kühlölkanal im Zylinderkopf des Vierventil-Boxermotors von *BMW*

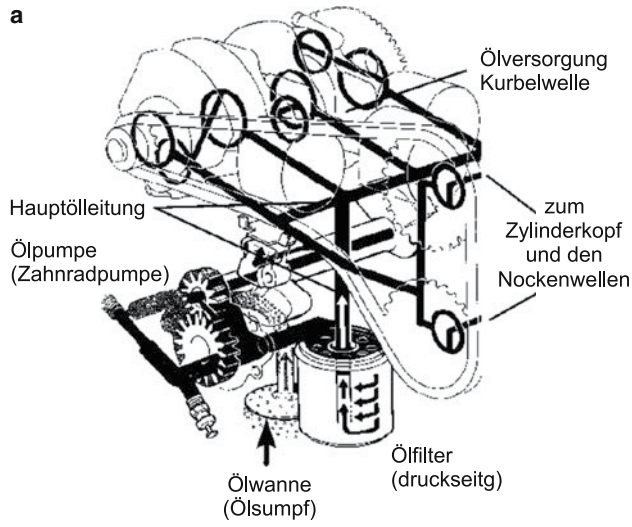


Abb. 3.152 Ölkreislauf einer Druckumlaufschmierung aus dem Ölsumpf

Eine bedeutende Verbesserung ergibt sich, wenn man die Luftkühlung mit einer inneren Ölkühlung für hoch belastete Brennraumstellen kombiniert. Diese Art der Kühlung wird von *BMW* und *SUZUKI* in einigen Modellen eingesetzt. Zylinder und Zylinderkopf führen dabei die Wärme konventionell über ihre Verrippung ab; der Brennraum selbst wird durch eine gezielte Ölzufuhr gekühlt. *BMW* verwendet einen öldurchströmten Kühlölkanal, Abb. 3.151 Dieser liegt in der Auslasszone des Zylinderkopfes und wird von einer separaten Ölpumpe, die für einen hohen Volumenstrom bei geringem Druck ausgelegt wurde, gespeist.

Es gelingt damit gegenüber einer Zylinderkopfvariante ohne Ölkühlung eine Temperaturabsenkung im Ventilstegbereich um rund 20 %. Bei *SUZUKI* erfolgt die Kühlung durch eine Ölanspritzung heißer Brennraumzonen. Diese zusätzliche Ölkühlung ist so wirkungsvoll, dass sie bis 1992 in den Supersportmodellen der Baureihe GSX-R mit einer spezifischen Leistung von rund 100 kW/l eingesetzt wurde.

3.8.2 Schmierung

Der Motorschmierung und dem Motoröl kommen zusammen folgende Aufgaben zu:

- Schmierfilmaufbau zwischen allen gleitenden Teilen zur Reibungs- und Verschleißminimierung (Berührungsvermeidung der Gleitflächen)
- Wärmeabfuhr und Wärmeverteilung
- Feinabdichtung an den Kolbenringen Geräuschdämpfung durch Ausbildung von Ölpolstern
- Oberflächenschutz vor Korrosion

Moderne Motorradmotoren verfügen ausnahmslos über eine Druckumlaufschmierung mit Ölpumpe, wie sie beispielhaft in Abb. 3.152 dargestellt ist. Die beiden meistverwendeten Bauarten der Ölpumpen sind Zahnradpumpen und Verdrängerpumpen (sogenannte Eaton-Pumpen), Abb. 3.153. Letztere bauen auch schon bei niedrigen Drehzahlen hohe Drücke auf, dafür ist bei Zahnradpumpen die Antriebsleistung kleiner.

Neben der im Bild dargestellten Ölsumpfschmierung, bei der die Pumpe das Öl direkt aus der Ölwanne (Ölsumpf) ansaugt, wird bei einigen Motorrädern auch die Trockensumpfschmierung verwendet, Abb. 3.154. Bei dieser erfolgt die Ölversorgung aus einem separaten Vorratstank, eine Ölwanne im herkömmlichen Sinn gibt es nicht. Das in den Motor herabtropfende Öl wird lediglich im Kurbelgehäuse gesammelt und von dort mittels einer zweiten Pumpe in den Öltank gefördert. Die Druckpumpe saugt dann das Öl direkt aus diesem Tank an.

Der Aufwand mit zwei Ölpumpen ist zwar größer als bei der Ölsumpfschmierung, dafür arbeitet die Ölversorgung aber praktisch lageunabhängig. Bei Enduro-Motorrädern ist dies ein großer Vorteil, weil die Ölförderung bei extremen Fahrzuständen wie Steilauffahrten, Wheelies und sogar nach einem Sturz nicht unterbrochen wird. Zudem spart der Entfall einer voluminösen Ölwanne Bauhöhe für den Motor. Dadurch kann man den Motor weiter unten im Rahmen platzieren, was für einen günstigen, tiefen Schwerpunkt sorgt. Die Ölfüllmengen betragen je nach Motorgröße und Bauart zwischen 2 und 4 l. Die *theoretische*

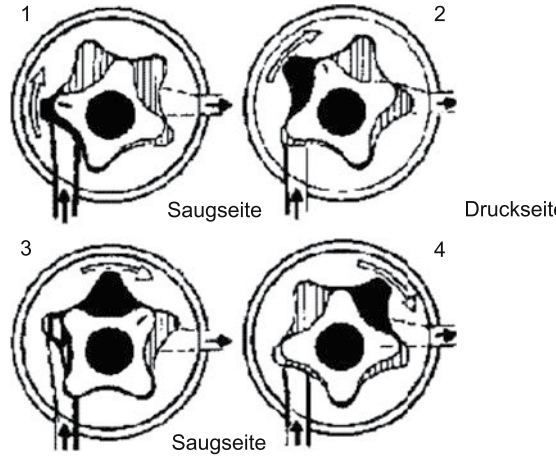


Abb. 3.153 Eaton-Pumpe

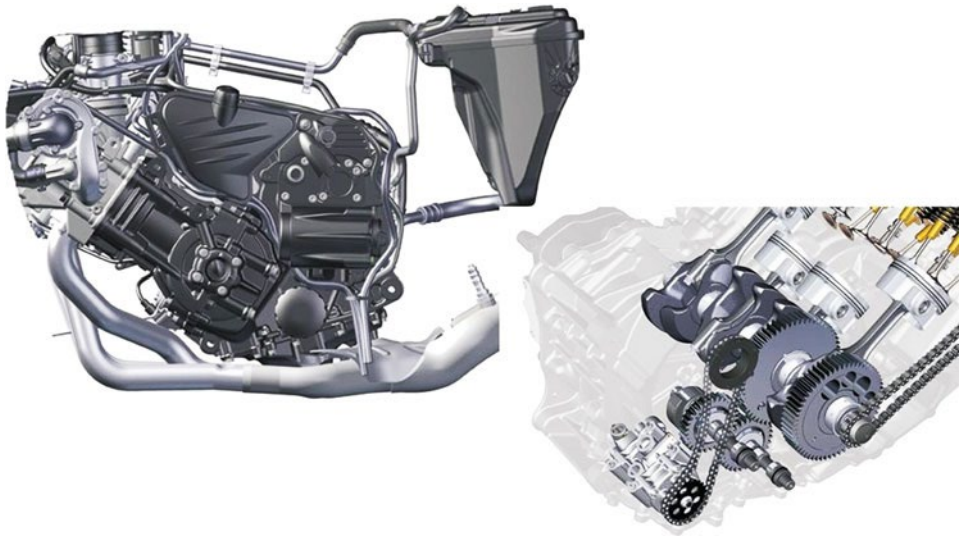


Abb. 3.154 Trockensumpfschmierung, BMW K 1200 S

Fördermenge gebräuchlicher Ölpumpen liegt bei Nenndrehzahl etwa zwischen 20 und 60 l/min; je nach Lagerspiel, Öldruck und Öltemperatur fließen real um die 20 l/min durch den Motor. Der Öldruck, der sich in Abhängigkeit von Pumpengröße, Schmierstellenanzahl, Schmierspaltgrößen, Leitungswiderständen, Drehzahl und Öltemperatur einstellt, beträgt zwischen 4 und 6 bar. Er dient nicht nur zur Überwindung der Leitungswiderstände, sondern wird auch benötigt, um das Öl gegen die Fliehkraft von außen in die Ölbohrungen der Kurbelwelle zur Versorgung der Pleuellager (Gleitlager!) zu drücken. Auf den Aufbau des Druckpolsters im Lager selber hat der Öldruck allerdings keinen Einfluss, darauf wurde früher schon hingewiesen.

3.9 Gemischaufbereitungssysteme und Ansauganlage

Die bis heute in Motorradmotoren eingesetzten Ottomotoren verbrennen Kraftstoff-Luftgemische, die außerhalb des Motors aufbereitet werden (äußere Gemischbildung). Da das Gemisch nur innerhalb sehr enger Grenzen entflammbar ist, muss die Zumessung des Kraftstoffs zur Luft sehr genau sein. Für vollständige Verbrennung beträgt das theoretische Volumenverhältnis rund 10.000 : 1, d. h. zur Verbrennung von 1 l Kraftstoff werden 10.000 l Luft benötigt, Abb. 3.155. Umgerechnet auf den Betrieb eines 1000 cm^3-Motors bedeutet dies eine Zumischung von rund 0,1 cm^3 Kraftstoff je Arbeitsspiel bei Volllast, bei Teillast entsprechend weniger. Bei höchstens 1 % zulässiger Abweichung des Gemisches bedeutet dies einen zulässigen Absolutfehler bei Volllast von nur 0,001 cm^3 in der Kraftstoffzumessung – bei Teillast entsprechende Bruchteile davon – und macht die Präzisionsanforderungen deutlich, die an Vergaser und Einspritzanlagen zu stellen sind. Bei der Verwendung von geregelten Katalysatoren liegt der zulässige Fehler sogar unter 1 %.

3.9.1 Vergaser

Auf die Vergaser, lange Zeit beim Motorrad das am weitesten verbreitete Gemischbildungssystem, wird wegen seiner großen Bedeutung in der Vergangenheit und der immens großen Zahl an Fahrzeugen, die im Bestand noch damit ausgerüstet sind, in diesem Buch weiterhin ausführlich eingegangen. Das Grundprinzip des Vergasers und seine Funktionsweise gehen aus Abb. 3.156 hervor.

Ein Vergaser besteht im einfachsten Fall aus den Bauteilen Lufttrichter, Schwimmerkammer, Kraftstoffdüse und Drosseleinrichtung. Die Funktion des Vergasers beruht auf dem Prinzip des Venturi-Rohres, mit dem durch eine Querschnittsverengung in einer Strömung eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit und resultierend daraus ein Unterdruck erzeugt wird. Der Unterdruck ergibt sich gemäß der *Bernoulli-Gleichung* der Strömungsmechanik; die physikalischen Zusammenhänge werden im Anhang dieses Buches ausführlich erläutert.

Der Unterdruck im Lufttrichter wirkt an der Kraftstoffdüse und saugt Kraftstoff an, der vom Luftstrom mitgerissen, fein zerstäubt und aufgrund des niedrigen Druckes teilweise auch verdampft wird. Das passende Mischungsverhältnis zwischen Luft und Kraftstoff

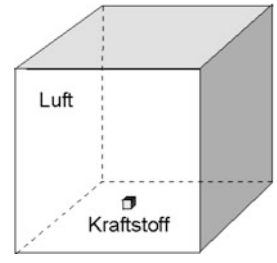


Abb. 3.155 Schematische Darstellung des Volumenverhältnisses Luft-Kraftstoff

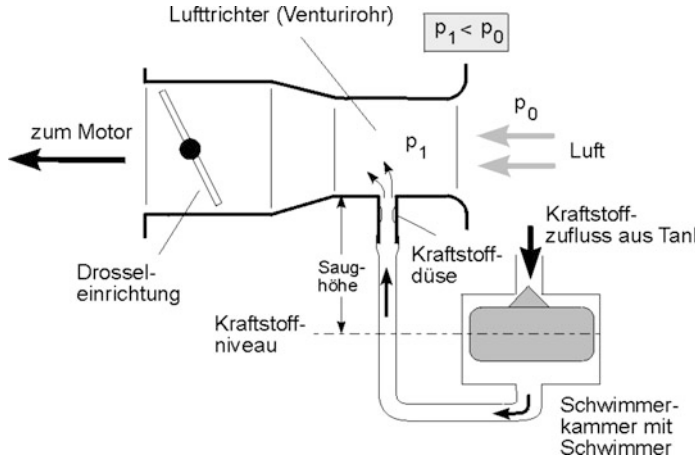


Abb. 3.156 Funktionsprinzip des Vergasers

stellt sich in Abhängigkeit von Düsengröße, Kraftstoffstand in der Schwimmerkammer und Lufttrichtergröße automatisch ein. Die Funktion der Schwimmerkammer ist dabei für das Mischungsverhältnis sehr wichtig. Da der Kraftstofftank höher als der Vergaser liegt, muss der Kraftstoffzufluss zum Vergaser in der Schwimmerkammer reguliert werden. Dies geschieht durch ein Nadelventil, das vom Schwimmer je nach Kraftstoffstand in der Schwimmerkammer geöffnet oder geschlossen wird. Die angesaugte Kraftstoffmenge ergibt sich bei konstantem Kraftstoffstand dann aus dem Unterdruck und der Saughöhe für den Kraftstoff.

Der Vergaser ist vom Wirkprinzip her selbstregulierend. Das grundsätzliche Mischungsverhältnis ist, wie vorstehend erläutert, festgelegt und wird in der Praxis eingestellt durch Variation der Düsengröße für den Kraftstoff (in Ausnahmen auch durch Veränderung des Schwimmerstandes). Bei niedrigem Luftdurchsatz des Motors (kleine Drehzahl und Last) ist die Strömungsgeschwindigkeit im Lufttrichter klein und demzufolge auch der Unterdruck gering. Entsprechend wenig Kraftstoff, passend zur kleinen Luftmenge, wird an der Düse angesaugt. Mit steigendem Luftdurchsatz steigen Strömungsgeschwindigkeit und Unterdruck, damit wird auch die an der Düse geförderte Kraftstoffmenge größer.

Die Regulierung der gesamten, angesaugten Gemischmenge erfolgt im Vergaser mit einer separaten Drosseleinrichtung. Diese vergrößert oder verkleinert je nach Gasgriffstellung und Fahrerwunsch den Gesamtquerschnitt im Vergaser und lässt damit nur jeweils die gewünschte Menge Kraftstoff-Luft-Gemisch zum Motor. Auf das Mischungsverhältnis hat dies aber keinen Einfluss.

Alle Serienvergaser für Motorräder arbeiten nach dem erläuterten Grundprinzip. Die steigenden Anforderungen an die Gemischqualität und das Laufverhalten der Motoren führte im Laufe der Jahre jedoch zur Ausbildung von Zusatzeinrichtungen, deren wichtigste nachfolgend erläutert werden sollen.

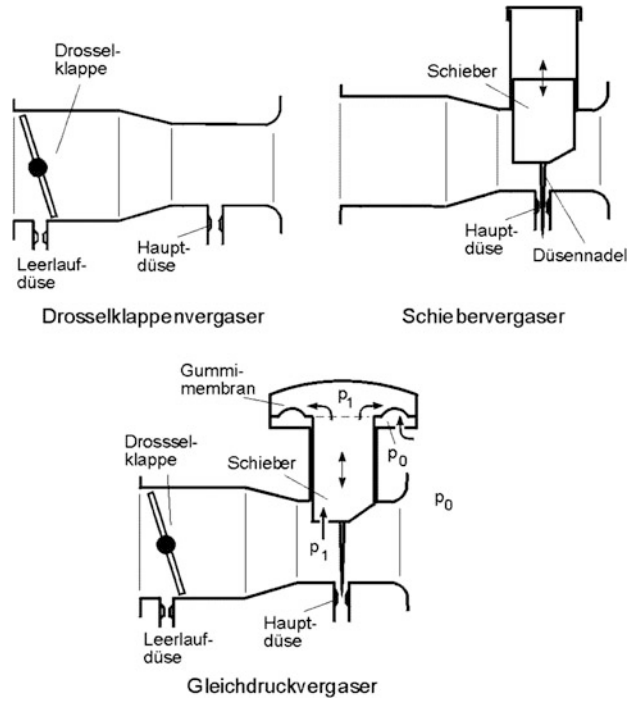


Abb. 3.157 Haupttypen von Vergasern

Man kann die Vergaser zunächst in drei Hauptgruppen untergliedern, in die *Drosselklappenvergaser*, die *Schiebervergaser* und die *Gleichdruckvergaser*, Abb. 3.157. Der hauptsächliche Unterschied liegt in der Art der Drosselung des Gemischstroms.

Beim reinen Drosselklappenvergaser, der beim Motorrad ungebräuchlich ist, erfolgt die Regulierung der Gemischmenge über eine schwenkbare Drosselklappe, die in Strömungsrichtung nach dem Lufttrichter angeordnet ist und je nach ihrer Drehstellung einen bestimmten Querschnitt im Vergaser freigibt. Der Schiebervergaser drosselt den Gemischstrom, indem der Lufttrichter durch einen senkrecht zur Strömungsrichtung beweglichen Schieber verengt wird. Dieser Schieber ist meist als zylindrischer Körper, manchmal auch als flache Platte (Flachschieber) ausgeführt und wird im Lufttrichter auf- und abbewegt. Der Gleichdruckvergaser stellt eine Kombination aus Schieber- und Drosselklappenvergaser dar, auf seine Funktionsweise wird unten gesondert eingegangen.

Bei niedrigem Gemischdurchsatz, also bei Teillast und niedriger Drehzahl bis hinab zum Leerlauf, ist bei allen Vergasern der Durchflussquerschnitt an den Drosseleinrichtungen sehr klein. Aufgrund des geringen Unterdrucks im Lufttrichter ergeben sich beim Drosselklappenvergaser Probleme mit der Kraftstoffförderung und der Gemischaufbereitungsqualität. Denn die Kraftstoffdüse ist für maximalen Kraftstoffbedarf bei Volllast des Motors bemessen, so dass an ihr relativ große Kraftstofftröpfchen austreten. Diese können vom geringen Unterdruck und der langsamen Strömung nicht fein genug zerstäubt werden. Bei

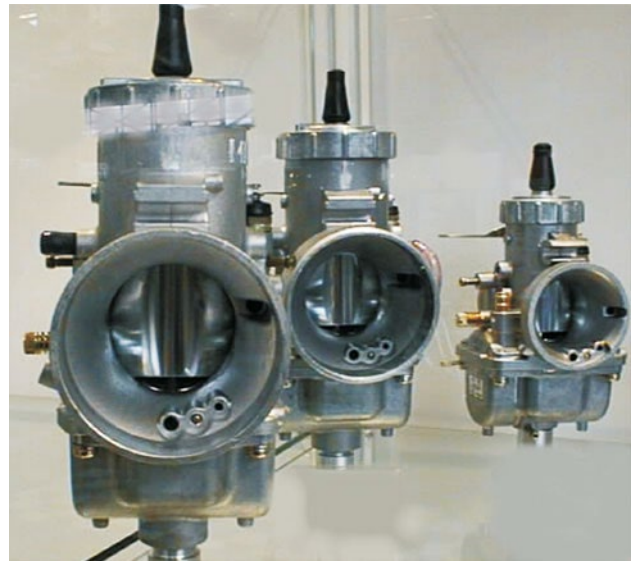


Abb. 3.158 Ausgeführter Schiebervergaser

diesem Vergasertyp wird daher ein separates Leerlaufsystem mit eigener Leerlaufdüse vorgesehen, die nahe dem engen Spalt an der Drosselklappe angeordnet wird. Örtlich herrschen dort auch bei kleinem Luftstrom hohe Strömungsgeschwindigkeit und Unterdruck, so dass zusammen mit der kleinen Leerlaufdüse eine gute Kraftstoffzerstäubung erreicht wird.

Der Schiebervergaser würde an sich kein separates Kraftstoffsystem für Teillast und Leerlauf benötigen, weil bei geschlossenem Schieber Strömungsgeschwindigkeit und Unterdruck im Lufttrichter für eine funktionierende Kraftstoffförderung und Gemischaufbereitung ausreichen. Zur besseren Einstellbarkeit des Vergasers und aus Verbrauchs-, Abgas- und Komfortgründen werden dennoch getrennte Düsen für Leerlauf/niedrige Teillast und hohe Teillast/Volllast verwendet. Trotz der Aufgabentrennung von Leerlaufsystem und Hauptdüsensystem wirken im Motorbetrieb beide zusammen. Die Größe der Leerlaufdüse spielt besonders im Übergangsverhalten von Leerlauf/niedriger Teillast zur höheren Teillast eine Rolle und bestimmt die Güte der Gasannahme des Motors wesentlich mit. Abb. 3.158 zeigt ein ausgeführtes Beispiel eines Schiebervergasers.

Die verschiedenen Vergaser beinhalten noch eine Reihe weiterer Einrichtungen zur Optimierung der Gemischaufbereitung. So gibt es Zusatzluftkanäle mit kalibrierten Korrekturluftdüsen, die dem Kraftstoff vor Eintritt in die Hauptdüse definiert Luft zumischen. Es wird damit die Zerstäubungsqualität verbessert und eine noch exaktere Anpassung des Kraftstoff-Luft-Gemisches erreicht. Wegen der Vielfalt der konstruktiven Lösungen kann darauf im Einzelnen nicht eingegangen werden. Zusatzsysteme zur Gemischanreicherung für den Warmlauf des Motors sollen hier ebenfalls nicht behandelt werden.

Erwähnt werden muss aber noch ein System zur Kraftstoffregulierung, das beim Schiebervergaser notwendig wird. Die Drosselung des Gemischstroms durch den Schieber im Lufttrichter, führt dort zu einer Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit. Der resultierende An-

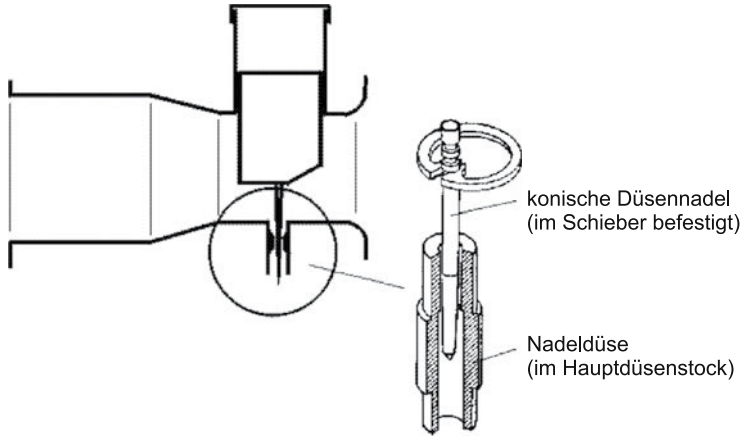


Abb. 3.159 Zusammenspiel von Düsennadel und Nadeldüse beim Schiebervergaser

stieg des Unterdrucks vergrößert bei konstantem Hauptdüsenquerschnitt die angesaugte Kraftstoffmenge, was infolge des gedrosselten Luftstroms zu einer Überfettung des Kraftstoff-Luft-Gemisches führt. Daher ist bei allen Schiebervergasern eine konisch geformte Düsennadel am Luftschieber angebracht, die in den Hauptdüsenstock (Nadeldüse) hineinragt. Bei schließendem Schieber verkleinert sie den Austrittsquerschnitt für den Kraftstoff analog zur Abnahme des Luftstroms, Abb. 3.159. Die Verstellmöglichkeit der Nadelposition ergibt eine weitere Möglichkeit, die Gemischzusammensetzung den Erfordernissen anzupassen.

Für die meisten Vergaser notwendig ist noch eine Einrichtung, die das Gemisch während eines Beschleunigungsvorgangs anreichert. Dem schnellen Öffnen des Schiebers oder der Drosselklappe beim Beschleunigen kann nämlich der Luftstrom aufgrund der Trägheit nicht unmittelbar folgen. Dadurch sinkt schlagartig der Unterdruck im Lufttrichter (d. h. der Absolutdruck steigt), und es wird zu wenig Kraftstoff angesaugt. Die Folge ist ein Abmagern des Gemisches, eine schlechte Verbrennung im Motor und damit eine ungenügende und verzögert einsetzende Beschleunigung des Fahrzeugs (der Motor verschluckt sich). Um diesem Abmagern entgegenzuwirken, wird kurzzeitig Zusatzkraftstoff in den Lufttrichter gefördert, z. B. mittels eines kleinen Hubkolbens, der mechanisch mit der Gasbetätigung gekoppelt ist.

Deutliche Fortschritte im Übergangsverhalten und beim Beschleunigen werden mit Gleichdruckvergasern erzielt, die bei moderneren Serienmotorrädern dann zur Standardausrüstung wurden. Anhand der Schnittdarstellungen in Abb. 3.157 und 3.160 kann die Funktionsweise dieser Vergaserbauart erläutert werden.

Neben der Drosselklappe, die mit dem Gasgriff mechanisch verbunden ist und zur Regulierung der Gemischmenge dient, ist im Lufttrichter dieses Vergasers zusätzlich ein Gasschieber angebracht. Dieser wird aber nicht mechanisch betätigt, sondern die Schieberposition stellt sich selbsttätig aufgrund der Druckverhältnisse im Vergaser ein. Dazu ist der Schieber an einer Gummimembran beweglich aufgehängt. Seine obere Fläche einschließlich der Membranfläche wird über eine Bohrung mit dem Unterdruck im Lufttrichter beauf-

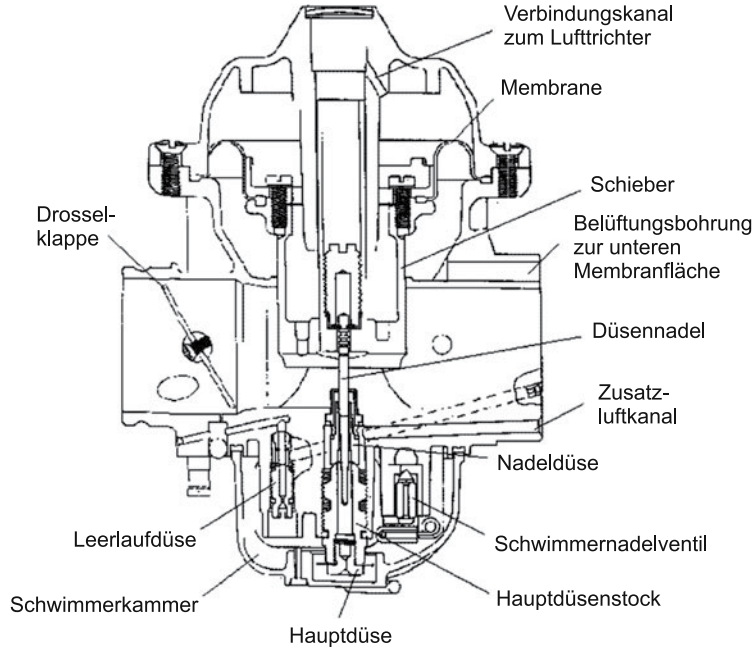


Abb. 3.160 Gleichdruckvergaser (BING Typ 64)

schlagt. Die untere Membranfläche hingegen steht über eine Außenbohrung mit dem Umgebungsdruck in Verbindung. Bei weitgehend geschlossener Drosselklappe und niedriger Strömungsgeschwindigkeit ist auch der Unterdruck im Lufttrichter und damit die Druckdifferenz zum Umgebungsdruck klein. Der Schieber sinkt dann aufgrund seines Eigengewichts, unterstützt von einer schwachen Hilfsfeder, nach unten. Die sich einstellende Verengung des Lufttrichterquerschnitts lässt die Strömungsgeschwindigkeit und den Unterdruck aber ansteigen. Infolge der Druckdifferenz zwischen Ober- und Unterseite der Membran wird der Schieber leicht angehoben, wodurch der Unterdruck im Lufttrichter wiederum etwas nachlässt, bis sich der Schieber schließlich in einer Gleichgewichtslage eingependelt hat.

Wird die Drosselklappe zum Beschleunigen geöffnet, bleibt die Schieberposition zunächst unverändert. Erst die etwas verzögert einsetzende Änderung der Luftströmung bewirkt eine Bewegung des Gasschiebers. Der mit ansteigendem Luftstrom wachsende Unterdruck hebt den Schieber jeweils soweit an, bis Gleichgewicht zwischen Gewichts- und Federkraft am Schieber und den aus den Druckdifferenzen resultierenden Kräften herrscht. Damit ist die Schieberposition allein abhängig vom Luftdurchsatz und sorgt als erwünschte Folge dafür, dass der Unterdruck im Lufttrichter nahezu konstant und unabhängig vom Luftdurchsatz ist. Der in jedem Betriebszustand etwa gleiche Druck im Vergaser hat ihm seinen Namen gegeben.

Für die Kraftstoffförderung an der Hauptdüse und die Güte der Gemischaufbereitungsqualität sind die konstanten Druckverhältnisse sehr vorteilhaft. Das gesamte Kraftstoffsystem des Vergasers lässt sich sehr gut abstimmen. Vom Prinzip her brauchte der Gleich-

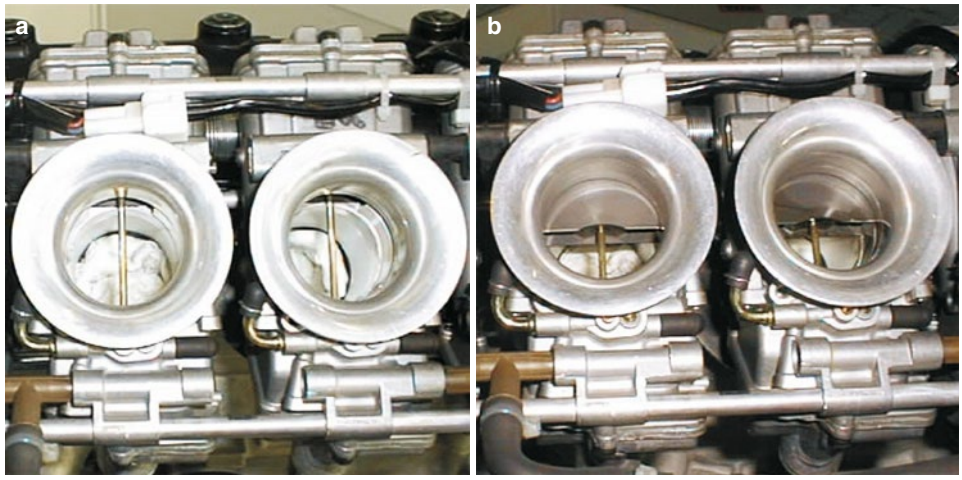


Abb. 3.161 Flachschiebervergaser

druckvergaser kein eigenes Leerlaufsystem. In der Praxis wird jedoch die Strömung an den Schieberkanten gestört, wodurch bei geringem Schieberhub die Zerstäubung und Gemischbildung beeinträchtigt wird. Daher verwenden auch die Gleichdruckvergaser ein eigenes Leerlaufsystem mit Kraftstoffaustritt nahe der Drosselklappe in einer Zone hohen Unterdrucks. Notwendig ist weiterhin eine Nadeldüse, denn konstanter Druck auch bei niedrigen Luftdurchsätzen bedeutet konstante Kraftstoffförderung und würde ohne eine Regulierung des Kraftstoffs wie beim Schiebervergaser zur Überfettung führen. Auf eine Beschleunigungsanreicherung hingegen kann verzichtet werden, weil ein Abmagern infolge des konstanten Drucks im Lufttrichter nicht eintreten kann.

Nachteile hat der Gleichdruckvergaser, vom Preis einmal abgesehen, nur bei Wettbewerbsmotorrädern. Sein Ansprechverhalten ist aufgrund des zusätzlichen Schiebers, der dem Luftstrom folgt, etwas träge. Reine Schiebervergaser mit mechanischer Schieberbetätigung und mechanischer Beschleunigungsanreicherung bieten hier Vorteile, allerdings um den Preis eines deutlich höheren Kraftstoffverbrauchs, was im Rennbetrieb keine Rolle spielt. Hingewiesen werden soll noch auf den Flachschiebervergaser, Abb. 3.161.

Bei dieser Konstruktion werden Störkanten, die bei einem zylindrischen Schieber zwangsläufig im Lufttrichter entstehen, vermieden und ein strömungsgünstigerer, glatter Luftdurchgang im Vergaser erzielt. Eher theoretisch ist der Vorteil des geringeren Schiebergewichts. Im Rennsport spielt die kurze Baulänge von Flachschiebervergasern eine wichtige Rolle, weil sich damit kürzere Gesamtsaugwege verwirklichen lassen.

3.9.2 Einspritzung und elektronisches Motormanagement

Die elektronische Kraftstoffeinspritzung hat bei Motorrädern in den etablierten Märkten die Vergaser bis auf Nischenanwendungen verdrängt. Hauptgrund ist die fortlaufend strenger werdende Gesetzgebung zur Schadstoffemission. Die zur Erfüllung notwendigen Kontroll-

und Regeleinrichtungen und die zukünftig geforderten Diagnosefunktion könnten mit Vergasern nicht mehr erfüllt werden. Die Miniaturisierung der Komponenten, die Fortschritte in der Elektronik, der erreichte Grad an Zuverlässigkeit gepaart mit perfekter Funktion und nicht zuletzt die gesunkenen Systemkosten haben die früher leidenschaftlich geführten Diskussion um ein Für und Wider der Einspritzung seit langem überflüssig werden lassen.

Moderne Einspritzsysteme bieten für jeden Betriebszustand des Motors umfangreiche Möglichkeiten zur gewünschten Gemischanpassung und -Regelung und eine hoch dynamische Adaption der Werte beim Betriebspunktwechsel im Instationärbetrieb; alles notwendige Voraussetzungen zur sicheren Einhaltung der Schadstoffgrenzen bei zugleich perfekter Erfüllung der Kundenanforderungen an das Ansprechverhalten und an niedrigen Kraftstoffverbrauch. Rein auf die Motorleistung bezogen, bietet die Einspritzung allein allerdings weiterhin nicht zwingend Vorteile gegenüber Vergaseranlagen mit je einem Vergaser pro Zylinder.

Jede Kraftstoffeinspritzanlage besteht grundsätzlich aus fünf Hauptkomponenten:

- einem Messsystemsystem für die angesaugte Luftmenge (direkte oder indirekte Erfassung)
- einer Kraftstoffpumpe zur Erzeugung des notwendigen Kraftstoffdrucks
- einem Regelsystem für den Kraftstoffdruck
- den Einspritzventilen
- dem elektronischen Steuergerät

Ergänzt werden diese Grundkomponenten von Sensoren zur Erfassung von Umgebungsbedingungen (u. a. Luftdruck, Umgebungstemperatur) und Motor-Betriebszuständen (u. a. Temperaturen von Öl und Wasser, Klopfsignale), sowie verschiedene Regelungseinrichtungen und Stellglieder (Leerlaufregelung, Lambdaregelung). Diese Zusatzkomponenten sind mit dem elektronischen Steuergerät vernetzt.

Die Grundfunktion aller Einspritzanlagen ist vom Arbeitsprinzip her immer gleich: Aus der erfassten Luftmenge ermittelt das Steuergerät in Kombination mit der Drehzahl und den Sensorwerten die notwendige Menge Kraftstoff, die eingespritzt werden soll. Diese ergibt sich aus dem Kraftstoffdruck und der Einspritzzeit, also der Öffnungsdauer der elektromagnetischen Einspritzventile. Das Schaltsignal für die Einspritzventile wird vom Steuergerät an die Einspritzdüsen gegeben. Die Unterschiede zwischen den verschiedenen Einspritzsystemen liegen in der Ausführung der Komponenten, der Signalverarbeitung und natürlich der Software.

Für das Grundverständnis von Einspritzsystemen und deren Arbeitsweise eignet sich sehr gut eine Anlage aus der ferneren Vergangenheit; die in der BMW K100 im Jahre 1983 erstmals eingesetzte *L-Jetronic* (ein vom PKW adaptiertes System der Fa. *Bosch*). Die K100 war eines der ersten Motorräder überhaupt, die serienmäßig mit einer Einspritzung ausgerüstet wurden. Abb. 3.162 zeigt die wesentlichen Komponenten und aus dem Signalfluss kann das grundsätzliche Funktionsschema dieser Einspritzanlage abgelesen werden.

Zur Erfassung der angesaugten Luftmenge dient bei diesem System eine Stauklappe (14 im Bild), deren proportionale Auslenkung im Luftstrom ein Maß für die vom Motor

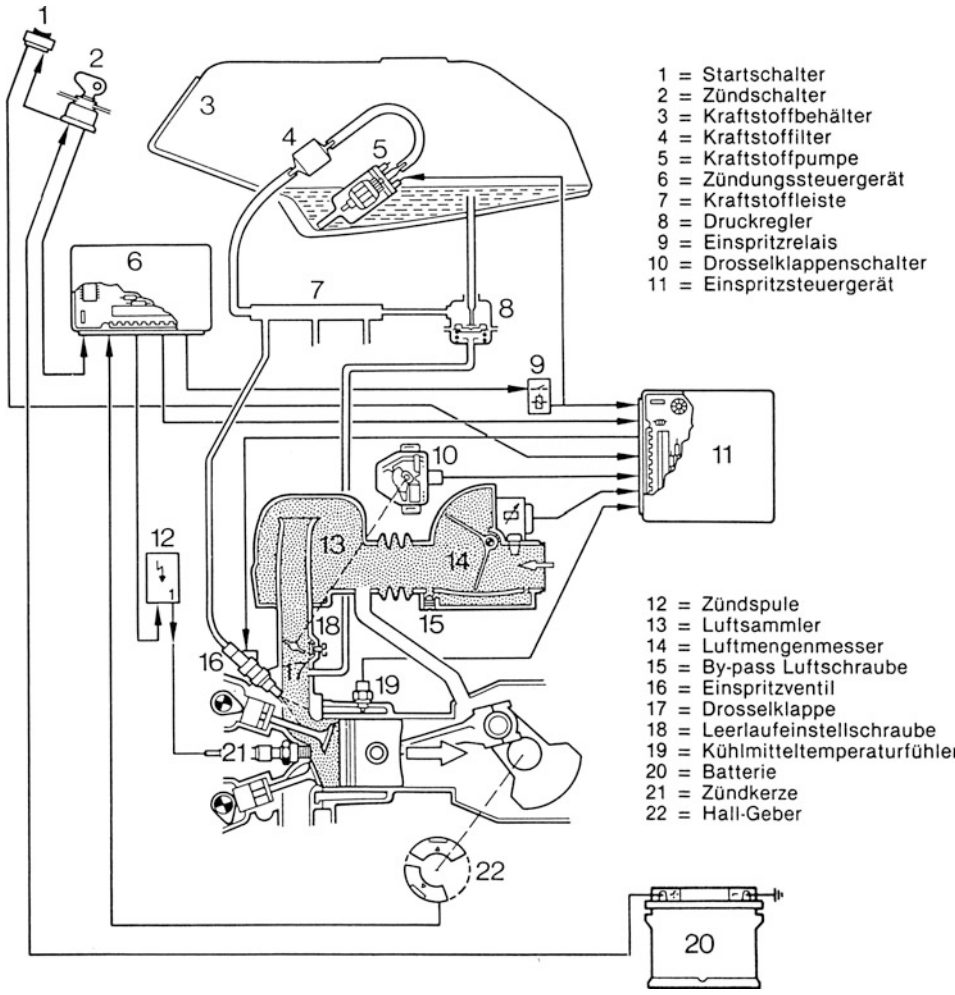


Abb. 3.162 Erste serienmäßige Einspritzanlage beim Motorrad (L-Jetronic, *BMW*, 1983)

angesaugte Luftmenge ist (Stauklappen-Luftmengenmesser). Die Auslenkung wird elektrisch mittels Potentiometer erfasst und dessen Signal im Steuergerät (11) verarbeitet. Die zweite unabdingbare Eingangsgröße für das Steuergerät ist die Motordrehzahl, die von einem Geber an der Kurbelwelle erfasst wird (22). Aus beiden Größen ergibt sich eindeutig der *Betriebspunkt* des Motors. Im Speicher des Steuergeräts sind für jeden Betriebspunkt in einem Kennfeld die zugehörigen Werte für die Einspritzung abgelegt. Abhängig von den Signalen des Luftmengenmessers und des Drehzahlgebers wird dann der zugeordnete Einspritzwert aus dem Speicher gelesen und nach der weiteren Verarbeitung schließlich als Einspritzsignal an die Einspritzventile (16) gegeben. Das gespeicherte Einspritzkennfeld wurde zuvor auf einem Motorprüfstand für jeden einzelnen Betriebspunkt (also

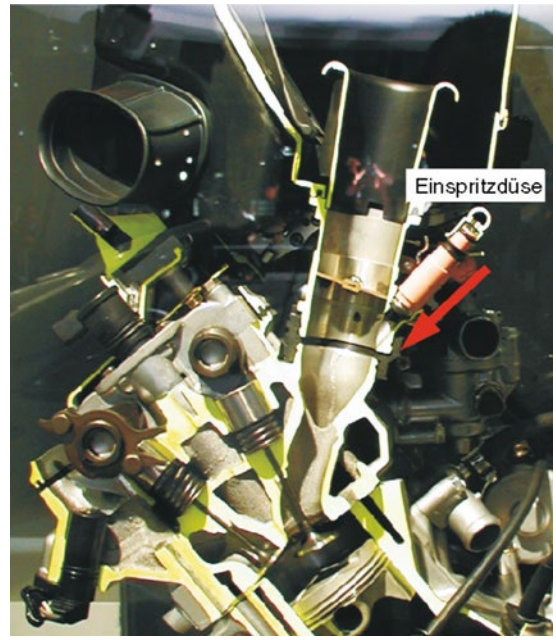


Abb. 3.163 Saugrohreinspritzung (HONDA CBR 600)

jede Drehmoment-/Drehzahlkombination) ermittelt, optimiert und einprogrammiert. Für den aktuellen Betriebszustand des Motors (z. B. Wassertemperatur) und die Umgebungsbedingungen (u. a. Luftdruck, Außentemperatur) erfolgt im Steuergerät jeweils noch eine Feinanpassung der Einspritzwerte, dazu mehr weiter unten.

Diese direkte Erfassung des angesaugten Luftvolumens ist mittlerweile veraltet und wird nicht mehr angewendet. Sie ist in dieser Bauart für Hochleistungsmotoren auch nicht brauchbar. Das große Bauvolumen des Luftmengenmessers ist hinderlich für eine freie Gestaltung der Sauganlage, und die Strömungsbeeinträchtigung an der Stauklappe wirkt sich leistungsmindernd aus. Bevor aber auf die heute verwendeten, modernen Systemen tiefer eingegangen wird, soll erst noch die Einspritzung selber etwas genauer betrachtet werden.

Eingespritzt wird bei allen Motorrädern in den Einlasskanal nach der Drosselklappe und vor das Einlassventil (Saugrohreinspritzung), Abb. 3.163, die beim PKW schon gebräuchliche Direkteinspritzung gibt es bei Serienmotorrädern noch nicht. Die Eingriffsgröße zur Regulierung der Gemischzusammensetzung ist normalerweise die Öffnungsdauer der elektromagnetischen Einspritzventile, also die Einspritzzeit. Zusammen mit der Düsengröße und dem Kraftstoffdruck ergibt sie die insgesamt pro Arbeitsspiel eingespritzte Kraftstoffmenge. Der Kraftstoffdruck muss daher in derartigen Systemen konstant gehalten werden (im angeführten Beispiel der L-Jetronic 2,5 bar), wofür ein Druckregler (8, Abb. 3.162) sorgt. Erzeugt wird der Druck von der Kraftstoffpumpe (5) im Tank, die den Kraftstoff in einem Kreislauf ständig vom Tank zur Einspritzleiste (7) mit den angeschlossenen Düsen (16) und von dort über eine Ringleitung zurück zum Tank fördert. Die Einspritzleiste ist so dimensioniert, dass sie einen Vorratsbehälter für den Kraftstoff bildet und somit für alle Düsen gleiche Bedin-

Abb. 3.164 Einspritzung ins Saugrohr



gungen für die Einspritzung herrschen. Die Einspritzung selbst wird über den Zündimpulsgeber (22) ausgelöst. Bei dem in Abb. 3.162 dargestellten Systemen wird Kraftstoff einmal pro Kurbelwellenumdrehung für alle Zylinder gleichzeitig in die Saugrohre des Motors eingespritzt (*simultane* Einspritzung) und zwar jeweils die halbe Menge. Damit wird ein Teil des Kraftstoffs dem (geschlossenen) Einlassventil vorgelagert, weil beim Viertakter ja nur bei jeder zweiten Umdrehung angesaugt wird. Dem Kraftstoff bleibt also relativ viel Zeit zu verdampfen, was für ein homogenes Gemisch förderlich ist. Als Negativeffekt kann sich aber Kraftstoff als Wandfilm am Saugrohr anlagern und unter Umständen negative Einflüsse auf die Abgasqualität (HC) haben.

Heutzutage wird die *sequentielle* Einspritzung bevorzugt. Dabei wird jedem Zylinder individuell die vorgesehene Kraftstoffmenge *passend zu seinem Ansaugtakt* zugeführt, Abb. 3.164**.** Damit bei hohen Drehzahlen genügend Zeit für die Einspritzung bleibt, wird auch hier der Kraftstoff vorgelagert, d. h. es wird bereits sehr weit vor der Ventilöffnung mit der Einspritzung begonnen. Die Kraftstoff-Mengenzumessung kann für alle Zylinder gleich oder auch einzeln (zylinderselektiv) erfolgen. Die Einspritzzeit ist drehzahlabhängig und liegt für die bei Supersportlern üblicherweise sehr hohen Nenndrehzahlen (>12.000 U/min) in der Größenordnung von 8–10 ms, in der die gesamte Kraftstoffmenge eingespritzt werden muss.

Die eingespritzte Kraftstoffmenge pro Zylinder für einen 1000 cm^3-Vierzylindermotor variiert zwischen 0,001 cm^3 für den leerlaufnahen Bereich und ca. 0,03 cm^3 für die Volllast. Aus diesen Werten lässt sich ableiten, dass Einspritzventile Präzisionsteile höchster Güte sind. Über ein ganzes Motorleben gerechnet ergeben sich für ein Einspritzventil mehr als 20 Mio. Öffnungs- und Schließvorgänge, das dieses mit gleichbleibender Genauigkeit ausführen muss, um die Motoreigenschaften und die Abgaswerte auch nach langer Laufzeit noch zu erfüllen. Abb. 3.165 zeigt für Motorräder verwendete Einspritzventile. Mehrlochdüsen mit feinster Zerstäubung des Kraftstoffs sind heute Standard.

Das vorstehend beschriebene Arbeitsprinzip von Einspritzanlagen hat sich bis heute nicht grundlegend geändert. Allerdings finden sich in Systemen neuerer Generationen wesentliche Verbesserungen sowie zahlreiche und signifikante Erweiterungen gegenüber



Abb. 3.165 Einspritzventile

der *L-Jetronic* mit völlig neuen Funktionen. Möglich machte dies der rasante technische Fortschritt der Mikroelektronik in den letzten Jahren und Jahrzehnten bei zugleich gesunkenen Bauteilpreisen.

Die erste entscheidende Weiterentwicklung war die Zusammenfassung von Einspritz- und Zündelektronik zu einem integrierten System, auch das ist seit sehr vielen Jahren der Standard bei allen großen Herstellern. Diese Systeme werden häufig als *MOTRONIC*® bezeichnet, was aber streng genommen ein Markenname der Fa. Bosch ist. Die Integration der *Lambda(λ)-Regelung* für den 3-Wege-Katalysator Ende der 1980er/Anfang der 1990er-Jahre war der nächste wichtige Schritt. Die λ-Regelung stellt das Gemisch mittels einer Sauerstoff-Sonde im Abgasstrom in einem geschlossenen Regelkreis unter allen Bedingungen auf seine Idealzusammensetzung ($\lambda = 1$) ein. Das ist eine unabdingbare Voraussetzungen für einen 3-Wege-Katalysator zur Abgasreinigung, ohne den kein modernes Motorrad die geltenden Abgasgesetze mehr erfüllen kann. Die λ-Sonde, Abb. 3.166, misst dazu die Abgaszusammensetzung (genauer gesagt den restlichen Sauerstoffgehalt des Abgases) und abhängig vom Sondensignal reguliert die Motorelektronik die Einspritzmenge dann so, dass eine Gemischzusammensetzung auf den Idealwert erreicht wird. Eine ausführliche Beschreibung der λ-Regelung im Zusammenspiel mit der katalytischen Abgasreinigung wird in [3.19] gegeben.

Durch fortlaufende Integration von weiteren Funktionen vollzog sich bis heute ein kontinuierlicher Ausbau der Motorelektronik bis zu einem umfassenden Motor-Management-System. *BMW Motorrad* hat hier in Zusammenarbeit mit seinen Lieferanten umfassende Eigenentwicklung betrieben, die eigene Motorsteuerung für die Motorräder heißt *BMS* (BMW Motor Steuerung). In neuerer Zeit kamen Funktionen wie Klopfregelung und eine adaptive Leerlaufregelung hinzu und eine immer umfangreichere Eigendiagnose des Sys-

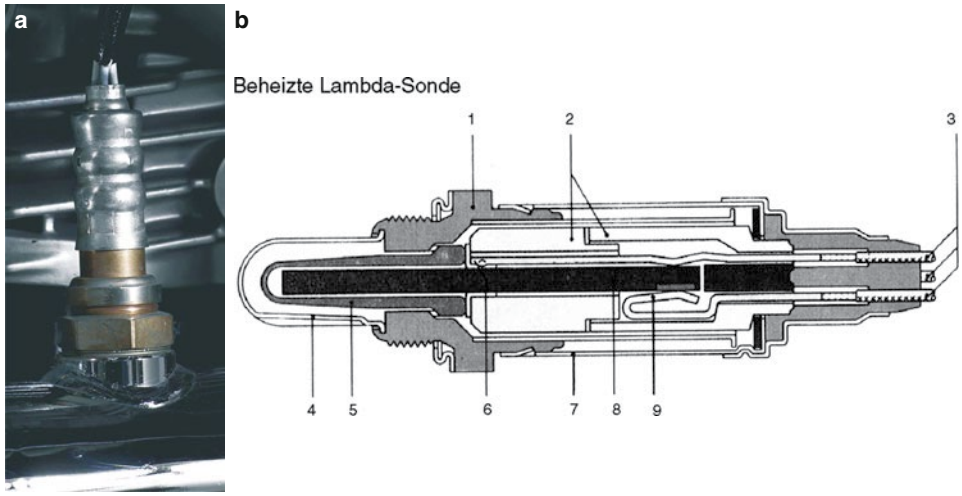
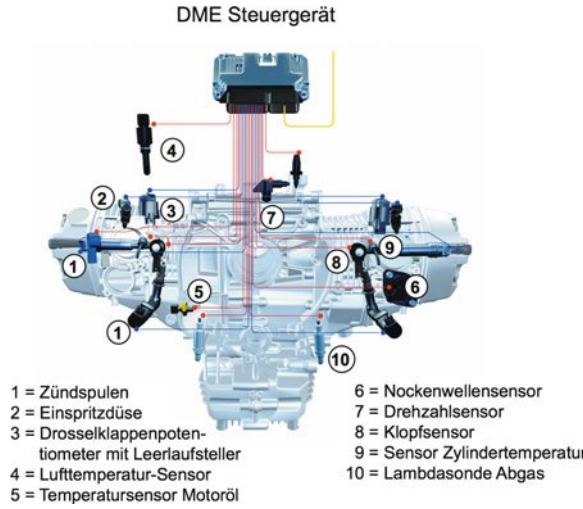


Abb. 3.166 Lambdasonde. 1 Sondengehäuse, 2 keramisches Stützrohr, 3 Anschlusskabel, 4 Schutzrohr mit Schlitzen, 5 aktive Sondenkeramit, 6 Kontaktteil, 7 Schutzhülse, 8 Heizelement, 9 Klemmanschlüsse für Heizelement

Abb. 3.167 DME BMW Boxer R1200 (2004)



tems. 2009 wurde die elektronischen Drosselklappenbetätigung („E-Gas“) vorgestellt (BMW S1000RR) und danach für weitere Modelle angeboten. Für die zukünftige Gesetzgebung ist eine extern zugängliche *On-Board-Diagnose* (OBD-Schnittstelle) notwendig.

Am Beispiel der Motorsteuerung der BMW Boxermodelle R1200 von 2004, Abb. 3.167, sollen nachstehend wesentliche Funktionen und die Arbeitsweise eines modernen Motor-

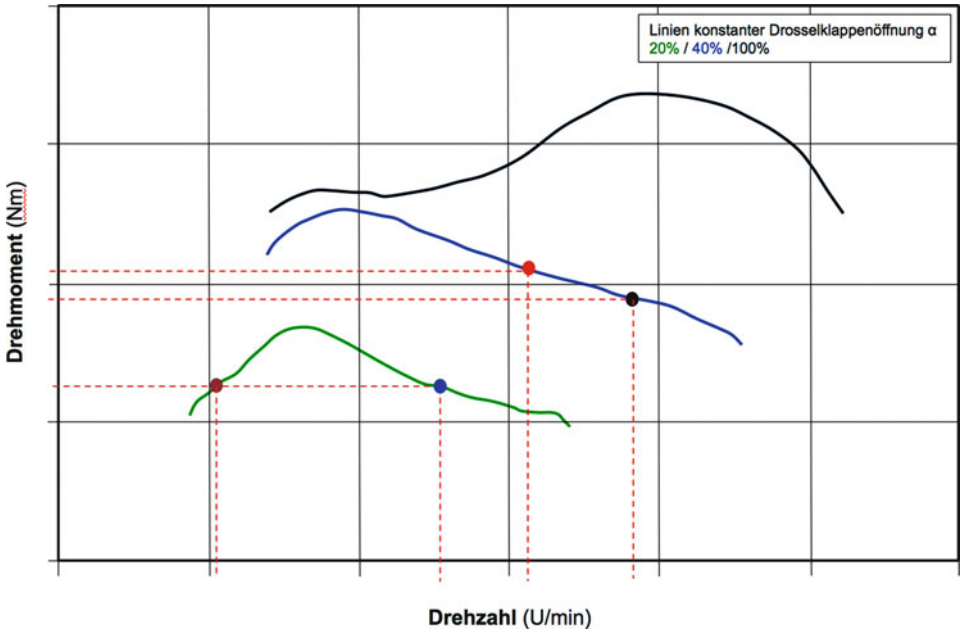


Abb. 3.168 Kennfeld mit Linien konstanter Drosselklappe

managements detaillierter erläutert werden. Die Funktionen gelten in ähnlicher Weise für Einspritzsysteme anderer Hersteller.

Die Luftmenge wird bei diesem System, wie bei allen modernen Motorrad-Einspritzanlagen, indirekt bestimmt, indem der jeweilige Drosselklappen-Öffnungswinkel (α) über ein Potentiometer gemessen und die Motordrehzahl (n) erfasst wird (α/n–Steuerung). Mit beiden Größen ist der Betriebspunkt des Motors (die Kombination Drehmoment und Drehzahl) eindeutig beschrieben. Abb. 3.168 zeigt schematisch und vereinfacht ein solches Motorkennfeld für 3 verschiedene Drosselklappenstellungen (Öffnungswinkel bzw. prozentuale Öffnungen), aufgetragen über der Drehzahl. Abhängig von Drosselklappenöffnung und Drehzahl stellen sich verschiedene Drehmomentenwerte für den Motor ein. Man erkennt, dass die zugehörigen Betriebspunkte auf den Drosselklappenlinien mit der Zuordnung zur Drehzahl eindeutig definiert sind. Das heißt mit der Kombination Drehzahl/Drosselklappenwinkel ist der Betriebspunkt (und damit auch der Drehmomentwert bei dieser Drehzahl) bekannt und eindeutig. Mit entsprechend feiner Erfassung der Drosselklappenwinkel wird das gesamte Kennfeld mit beliebiger Dichte der Betriebspunkte abgedeckt.

Im Steuergerät (ECU = ***E***lectronic ***C***ontrol ***U***nit) sind für alle Betriebspunkte des Motors die Basiswerte für Zündwinkel und Einspritzung in Kennfeldern abgespeichert. Für Varianten des Motors wie auch für unterschiedliche Betriebszustände können weitere Kennfelder abgelegt sein, die bei Bedarf aufgerufen werden. Die Anzahl der Kennfelder hängt unter anderem auch von der Speichergröße der ECU-Hardware ab. Für den jeweils anlie-

genden Motorbetriebspunkt (α/n) werden vom Steuerungsprogramm zunächst die Basiswerte für den Zündwinkel und die Einspritzzeit bzw. Einspritzdauer ausgelesen. Abhängig von weiteren Größen, die unter anderem von den Sensoren geliefert werden (z. B. Öl- und Wassertemperaturen, Luftdruck, Lufttemperatur, usw.), erfolgt dann eine Feinanpassung dieser Basiswerte an die augenblicklich vorhandenen, realen Gegebenheit, bevor sie als endgültige Einspritzwerte und Zündwinkel zur Verfügung gestellt werden. Diese Anpassung erfolgt über einprogrammierte mathematische Funktionen, diskret abgelegte Korrekturfaktoren, aber auch über eigene Kennfelder, die in Abhängigkeit vom Betriebszustand abgerufen werden. Bei schnell ablaufendem Betriebspunktswechsel (Fahrerwunsch nach maximaler Beschleunigung, „Gas aufreißen“) geschieht das hoch dynamisch. Zwischen zwei Stützstellen werden die Werte nach geeigneten mathematischen Funktionen interpoliert. Die Integration einer Vielzahl von Sensoren zur genauen Erfassung des augenblicklichen Motor-Betriebszustands und die Berücksichtigung aller relevanten Umgebungsbedingungen ermöglicht eine sehr genaue Anpassung der Gemischwerte und der Zündwinkel. So wird zum Beispiel ein Beschleunigungsvorgang über die Öffnungsgeschwindigkeit der Drosselklappe erkannt, die Höhenkorrektur (Abmagerung) steuert ein Drucksensor, der auf der Platine des Steuergeräts untergebracht ist. Die notwendige Gemischanfettung in der Warmlaufphase wird abhängig von der Wasser- bzw. Öltemperatur gesteuert.

Die meisten Anpassungsgrößen können heutzutage auf dynamischen Motorprüfständen ermittelt werden, was den Vorteil einer hohen Konstanz und Reproduziergenauigkeit aller Parameter hat. Dennoch kommt man nicht ohne Fahrversuche auf der Straße aus. Die vorabgestimmten Motoren werden unter allen möglichen klimatischen Bedingungen und in allen denkbaren Fahrsituationen im Fahrzeug getestet und dabei alle relevanten Daten erfasst. Moderne Messtechnik mit entsprechend kleinen mobilen Rechnern erlaubt heute den Einsatz auf dem fahrenden Motorrad ohne Einschränkungen der Fahrweise und eine sehr umfangreiche Datenaufzeichnung.

Für die Funktion von Einspritzanlagen sehr wichtig ist die Art der Kraftstoff-Bereitstellung. Neben konventionellen Pumpen, die einen konstanten Druck liefern (vgl. Abb. 3.162), kommen zunehmend geregelte Pumpen mit variablen Kraftstoffdrücken zum Einsatz. Derartige Anlagen kommen ohne Rücklauf aus. Durch eine bedarfsgerechte Ansteuerung der Kraftstoffpumpe wird jeweils nur die tatsächlich benötigte Menge Kraftstoff von der Pumpe zu den Einspritzventilen gefördert. Durch den Verzicht auf einen permanenten Umlauf, wird vermieden, dass sich der Kraftstoff – wie bei Rücklaufsystemen – kontinuierlich an warmen Motorteilen aufheizt. Abb. 3.169 zeigt eine Kraftstoffpumpe und ein komplettes Pumpensystem eingebaut im Tank.

Ein weiterer Vorteil ist, dass die Einspritzmenge nicht mehr allein über die Einspritzzeit gesteuert werden muss, sondern als zweite Variable der Kraftstoffdruck genutzt werden kann. So lässt sich die große Spannweite der Einspritzung von sehr kleinen Mengen für die niedrigen Lasten (Leerlauf) und die notwendigen großen Menge für Volllast besser darstellen, ohne die Einspritzdüsen unvorteilhaft groß machen zu müssen. Das erhöht die Dosiergenauigkeit, was dem Verbrauch und der Abgasqualität zugutekommt. Hinzu kommt

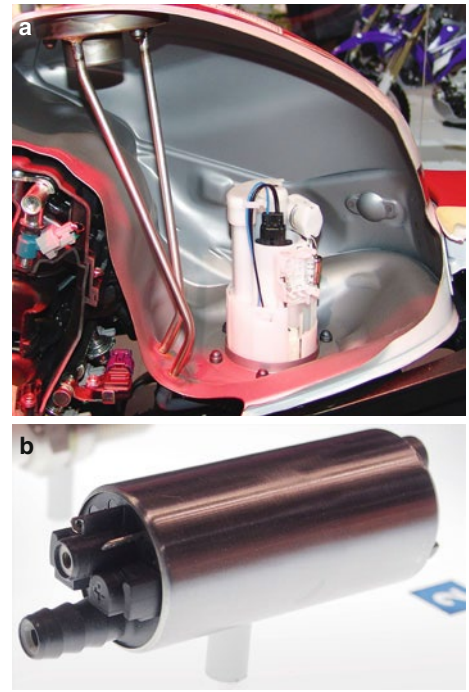


Abb. 3.169 Modernes Kraftstoff-Pumpensystem

der geringere elektrische Energieverbrauch einer geregelten Pumpe bei bedarfsgerechter Drucksteuerung.

Die Warmlauf- und Leerlaufregelung erfolgt ebenfalls vollständig elektronisch. Ein elektrisch angetriebener Leerlaufstepper dosiert über einen Bypass an der Drosselklappe vorbei die notwendige Leerlauf-Luftmenge. Abhängig von der Stepperstellung/Luftmenge errechnet die Motorelektronik dann die passende Einspritzmenge. Der notwendige Luftbedarf wie auch die erforderliche Anfettung für Start und Warmlauf wird in Abhängigkeit von Luft-, Kühlwasser- und Öltemperatur bis zum Erreichen der Betriebstemperatur sehr fein in Abhängigkeit aller gemessener Größen geregelt. Bei Anlagen mit elektrisch betriebener Drosselklappe kann auch diese bei Bedarf noch angesteuert werden**.** Durch die Berücksichtigung aller relevanten Größen wird nicht nur eine Verringerung des Kraftstoffverbrauchs während der Warmlaufphase erreicht, sondern über die entsprechende Regelung auch eine weitgehend konstante Leerlaufdrehzahl. Im Falle eines erhöhten Strombedarfs durch eine Vielzahl eingeschalteter elektrischer Verbrauchern (elektrisches Zubehör) kann die Leerlaufdrehzahl auch gezielt angehoben werden, so dass der dann mit höherer Drehzahl laufende Generator mehr Strom liefern kann.

All dies wird nur möglich durch die durchgängige Vernetzung aller Sensoren und elektrischen Komponenten und die zentrale Signalverarbeitung in der Motorsteuerung, die über ihre Ausgangsstufen alle Aktuatoren, Stellglieder und auch die Kraftstoffpumpe ansteuert. Nicht unerwähnt bleiben soll der ausgeklügelte Diebstahlschutz mittels einer Wegfahr-

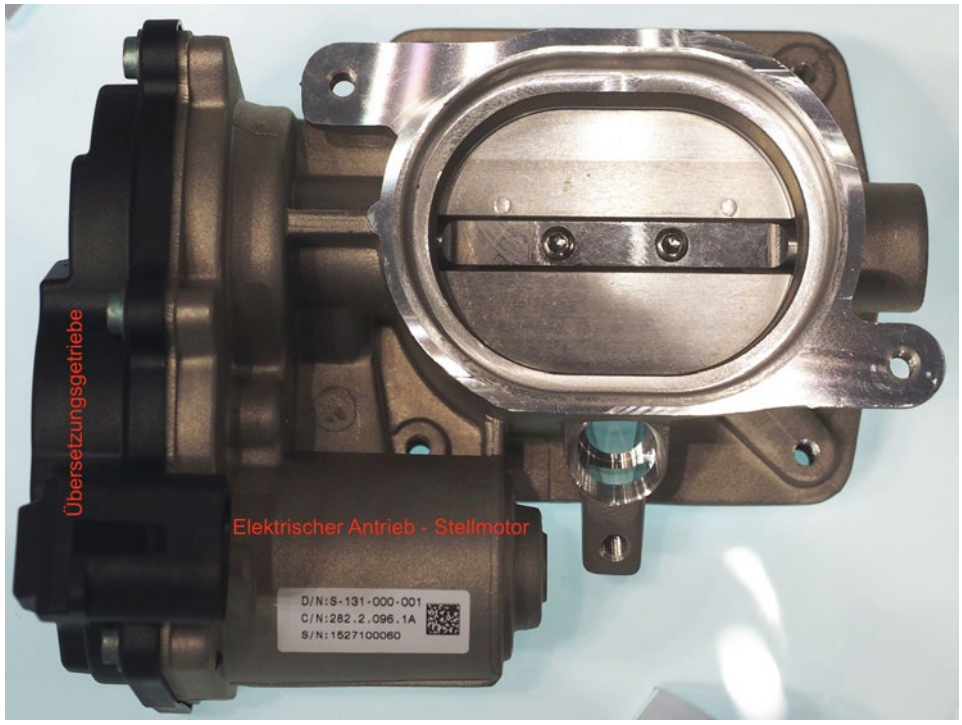


Abb. 3.170 Elektrisch betätigte Drosselklappen **(Fa. Continental)**

sperre, die zentrale Bestandteile der Elektrik und Motorelektronik bei nicht autorisierter Nutzung blockiert und in hohem Maße manipulationssicher ausgelegt ist.

Eine moderne Motorelektronik wie die der modernen BMW Boxer beinhaltet auch Möglichkeiten zur Integration einer Klopfregelung. Zur Erkennung klopfender Verbrennung dienen jeweils Körperschallsensoren (Klopfsensoren), die an den Zylindern angebracht und an das dortige Schwingungsumfeld adaptiert sind. Auf entsprechende Schwingungssignale, die von klopfender Verbrennung hervorgerufen werden, reagiert die Motorelektronik mit Zündwinkelrücknahme (Verstellung in Richtung „spät“) und schützt damit den Motor vor möglichen Schäden.

In der Weiterentwicklung von Digitalen Motorsteuerungen kommen schrittweise elektrische Drosselklappenbetätigungen bei den verschiedenen Motorradherstellern zum Einsatz. Spätestens mit Einsatz der EU-5 Abgasgrenzwerte werden sie wohl zur Standardausrüstung der allermeisten Motorräder gehören. Diese Drosselklappen werden ebenfalls von der Motorelektronik gesteuert. Das Eingangssignal kommt vom Gasgriff, dessen Drehwinkel von einem Potentiometer aufgenommen wird und als Spannungswert Eingang in die Motorelektronik findet. Abhängig von programmierten Parametern steuert die Elektronik den Stellmotor für die Drosselklappe an, Abb. 3.170**.** Die Systeme sind aus Sicherheitsgründen so konzipiert, dass bei Fehlern oder Systemausfällen in jedem



Abb. 3.171 Einspritzung in den Lufttrichter

Fall durch ein mechanisches System ein Schließen der Drosselklappe gewährleistet werden kann.

Wichtig für die Abstimmung ist die Erzielung des erwarteten „direkten Gasgefühls“ für den Fahrer. Er darf sich nicht von dem gewohnten Gefühl einer Seilzugbetätigung unterscheiden, keinesfalls darf der Fahrer den Eindruck haben, er wäre „abgekoppelt“. Der Motor muss dem Fahrerwunsch – der Gashand – so gut wie verzögerungsfrei folgen und muss unmittelbar reagieren. Die in Serie befindlichen Systeme bestätigen, dass das mittlerweile erstklassig gelungen ist. Die derzeitigen Seriensysteme bieten darüber hinaus die Möglichkeit, das Ansprechverhalten der Drosselklappen und damit des Motors in jeder gewünschten Weise von aggressiv bis moderat programmieren zu können. Damit kann die

Ansprechcharakteristik nicht nur nach Fahrerwunsch und Straßenzustand (einstellbare Wunsch-Modi), sondern für ein und denselben Motor auch nach Fahrzeugcharakter eingestellt werden. Auch für Sicherheitssysteme sind elektrisch betätigte Drosselklappen eine wichtige Voraussetzung, indem über Drosselklappeneingriffe die Motorleistung begrenzt werden kann, was das bei Regelsystemen für den Antriebsschlupf (ASC, Kap. 11) genutzt wird.

Anhand der beschriebenen Funktionsumfänge, der Fülle von zu berücksichtigenden Parametern und aufgrund der bei hohen Drehzahlen extrem kurzen Einspritzzeiten wir klar, dass eine moderne Motorelektronik einen Mikrocomputer mit sehr hoher Rechen- und Speicherkapazität beinhaltet. Für einen 4-Zylinder-Hochleistungsmotoren der Drehzahlen bis zu 14.000 U/min erreicht, muss der interne Rechner durchschnittlich jede Millisekunde jeweils ein Einspritzsignal und ein Zündsignal bereitstellen. Dazu muss er zuvor Daten aus einem Speicher auslesen, Sensorsignale empfangen, aufbereiten und daraus komplexe Berechnungen ableiten. Bei hoch dynamischen Vorgängen wie beim schlagartigen Beschleunigen, steigt die notwendige Rechenleistung und -geschwindigkeit wegen der sich schnell veränderlichen Parameter dann nochmals an. Bei solch schnellen Betriebspunktwechseln muss der Rechner nicht nur neue Zielwerte auslesen und errechnen sondern zwischen abgelegten Speicherwerten auch noch Interpolationen durchführen. Parallel laufen Plausibilisierungsoperationen bezüglich der ermittelten Werte. Ohne hier tiefer einsteigen zu können, wird bereits bei dieser nur sehr oberflächlichen Betrachtung klar, welch enorme Rechenleistung sich in einer modernen Motorsteuerung verbirgt. Man kann sich leicht vorstellen, wie sehr die Güte des Motorlaufs und der Anpassung sowie das perfekte „Gasgefühl“ auch von der Geschwindigkeit der Rechenoperationen und Signalverarbeitung in der Motorelektronik abhängen.

Für Renn- und Supersportmotorräder gibt es noch eine Besonderheit bei der Einspritzung. Hier werden zusätzliche Einspritzdüsen hinter dem Lufttrichter eingesetzt, Abb. 3.171. Durch die Verdampfung des Kraftstoffs kühlt sich die Luft im Saugrohr schon ab dem Lufttrichter ab. Die dadurch höhere Dichte des Luftstroms führt zu entsprechend größerer Luftmasse im Zylinder, so dass entsprechend mehr Kraftstoff eingespritzt werden kann, was wiederum zu einer Erhöhung der Motorleistung führt.

3.9.3 Ansauganlage

Im Gesamtverbund mit der Einspritzung ist die Sauganlage ein wichtiger Baustein für die Leistungsentfaltung, vgl. auch Kap. 4 zu den Auslegungskriterien. Die Führung der Ansaugluft sollte möglichst geradlinig und ohne scharfe Umlenkungen erfolgen, und der Luftfilterkasten muss ein großes Volumen aufweisen (Richtwert: 10-faches Hubvolumen). Um eine niedrige Ansauglufttemperatur zu gewährleisten (größere Dichte), saugen moderne Hochleistungsmotoren die Luft über Schnorchel im Frontbereich der Verkleidung an, Abb. 3.172.

Der dort vorhandene Staudruck wird ebenfalls genutzt, um die Füllung zu verbessern, siehe dazu auch Kap. 4.

Abb. 3.172 Sauganlage BMW K 1200 S



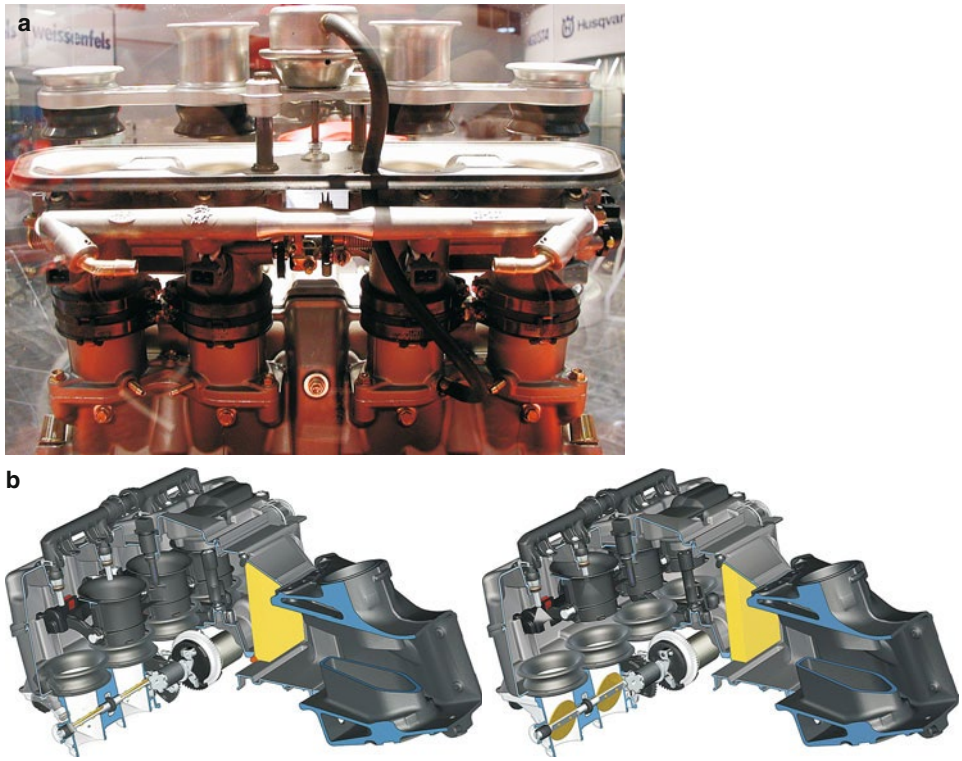


Abb. 3.173 **a** Sauganlage *MV AGUSTA* F4 1000; **b** Variable Saugrohrlängen bei der BMW S1000RR, *oben*: Saugrohre „lang“ (niedrige Drehzahlen), *unten*: Saugrohre „kurz“ (hohe Drehzahlen)

Variable Saugrohrlängen – im Automobilbereich längst bei vielen Motoren üblich – trifft man Motorrädern derzeit nur bei Supersportlern an. Erstmals setzte *MV AGUSTA* diese Technik zur drehzahlabhängigen Füllungsverbesserung im Modell F4 ein, Abb. 3.173a, danach folgten *Yamaha* mit der R1 und *BMW Motorrad* mit der S1000RR, Abb. 3.173b; weitere Hersteller ziehen jetzt nach. Mittels Unterdruck und einer Druckdose oder mittels eines elektrischen Stellers werden bei niedrigen Drehzahlen Verlängerungsstücke auf die Lufttrichter abgesenkt und damit die Saugrohrlängen an die niedrigen Drehzahlen angepasst. Das Resultat ist ein höheres Drehmoment in diesen Drehzahlbereichen. Im oberen Drehzahlband wird die Verlängerung angehoben, so dass der Motor optimal über die kurzen Saugtrichter atmen kann, vgl. auch dazu Kap. 4.

3.10 Abgasanlagen

Die Abgasanlage erfüllt drei Aufgaben. Sie beeinflusst die Leistungscharakteristik des Motors, sie reduziert das Auspuffgeräusch und vermindert zusammen mit einem eingebauten Katalysator die Schadstoffe im Abgas. Diese Aufgaben können nicht vollständig voneinander getrennt werden. Die Geräuschdämmung beeinflusst immer, meist in unerwünschter Weise, die Leistungscharakteristik; umgekehrt sind leistungsoptimale Abgasanlagen oft zu laut.

3.10.1 Konventionelle Schalldämpferanlagen

Dieser Abschnitt widmet sich schwerpunktmäßig dem konstruktiven Aufbau des Schalldämpfers; die Aspekte der Leistungsbeeinflussung durch die Abgasanlage werden im Kap. 4 behandelt. Die Darstellung muss sich auf die elementaren Zusammenhänge beschränken, weil ein tieferer Einstieg in das Spezialgebiet der Schalldämpferauslegung umfangreiche Kenntnisse der Akustik erfordert, die nicht vorausgesetzt werden können.

Es gibt zwei Grundbauarten von Schalldämpfern, den Reflexionsdämpfer und den Absorptionsdämpfer. Manchmal werden Kombinationen aus beiden Typen verwendet. Der Absorptionsdämpfer, Abb. 3.174, nutzt zur Schalldämmung die Eigenschaften einiger Stoffe, den Schall zu *verschlucken*. Die Schallleitung dieser Materialien ist schlecht, und der Schall wird innerhalb des Materials vielfach aber regellos und insgesamt nur sehr wenig reflektiert. Letztlich erfolgt dabei eine Umwandlung der Schallenergie im Wärme. Typischerweise handelt es sich bei Absorptionsstoffen um weiche, leicht verformbare Materialien mit loser, faseriger Struktur. Für die Verwendung in Schalldämpfern muss dieses Material temperaturbeständig sein. Üblicherweise wird Mineral- oder Stahlwolle verwendet.

Im Dämpfer sind eine oder mehrere Schalldämpferkammern mit dieser Dämmwolle umhüllt und diese Kammern über ein perforiertes Rohr angeschlossen. Der Schall breitet sich im Rohr gleichmäßig aus, und alle Schallwellen, die durch die Perforation in die Kammer eintreten, werden praktisch vollständig eliminiert. Die Schallanteile in Rohrrichtung verlassen die Dämpferkammer weitgehend ungedämpft und werden im nächsten Schalldämpferteil absorbiert. Reine Absorptionsdämpfer werden heute von den großen

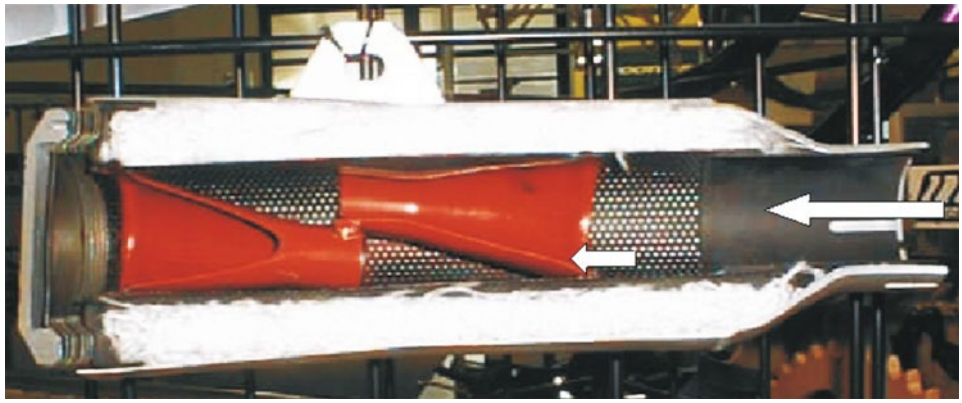


Abb. 3.174 Absorptions-Schalldämpfer

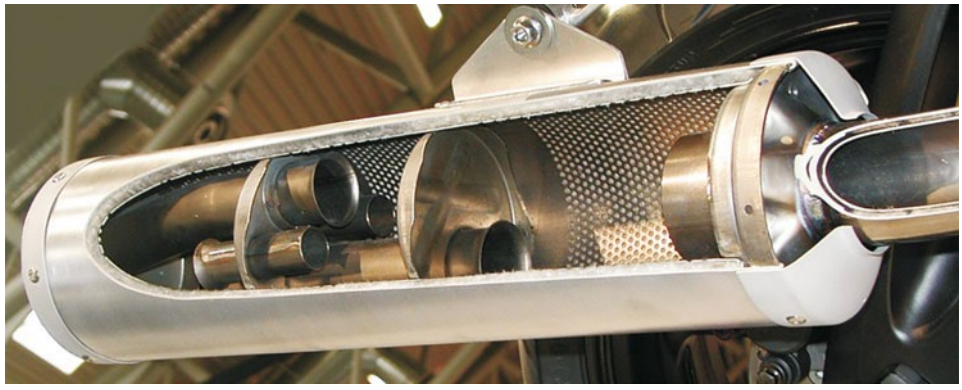


Abb. 3.175 Reflexions-Schalldämpfer

Motorradherstellern serienmäßig nicht mehr angewandt. Bei Zubehörlieferanten sind sie verbreitet, weil sie preisgünstig herzustellen sind. Ein Nachteil ist, dass die Fasereinlage mit der Zeit zunehmend aus dem Schalldämpfer hinausgeblasen wird, wodurch sich die schalldämmenden Eigenschaften verschlechtern und der Dämpfer lauter wird.

Der Reflexionsdämpfer, Abb. 3.175, macht sich das physikalische Prinzip der Interferenz zunutze, das im Anhang dieses Buches ausführlicher erklärt wird. Dabei löschen sich Schallwellen gleicher Frequenz gegenseitig aus, wenn sie mit umgekehrtem Vorzeichen (umgekehrter Amplitude) überlagert werden. Dies kann durch eine geschickte Reflexion der Schallwellen im Dämpfer erreicht werden.

Das Abgas wird dazu durch ein System von parallel- und hintereinander geschalteten Kammern, die mit Rohren abgestimmter Länge und Durchmessern verbunden sind, geleitet. Die einzelnen Kammern bilden Resonanzsysteme, deren Durchtrittswiderstände für bestimmte Frequenzen des Schalls sehr hoch sind und diese wirkungsvoll dämpfen. Die gezielte Reflexion der Schallwellen an offenen oder geschlossenen Rohrenden erzeugt die

gewünschte Phasenlage, die zusammen mit den Wellenlaufzeiten in den Rohren die gewünschte phasenrichtige Überlagerung und Auslöschung der Schallwellen hervorruft. Obwohl die Gestaltung dieses Kammer- und Rohrsystems zunächst nach akustischen Erfordernissen erfolgt, muss zugleich darauf geachtet werden, dass die Drosselung des Abgasstroms nicht zu groß wird. Zwar wirkt auch die Drosselung geräuschmindernd, sie führt aber auch zu einer negativen Beeinflussung des Ladungswechsels und bewirkt spürbare Drehmoment- und Leistungseinbußen beim Motor. Die Kunst des Schalldämpferbaus besteht in einer akustisch günstigen und gleichzeitig widerstandsarmen Gasführung. Im Abschn. 4.4 wird anhand von Beispielen gezeigt, welch hoher Stand heute auf diesem Gebiet erreicht ist.

Ein problematischer Nebeneffekt von Reflexionsdämpfern ist die Schwingungsanregung, die die Wandstruktur des Schalldämpfers durch den pulsierenden Abgasstrom erfährt. Der resultierende Körperschall kann die vom Schalldämpfer ausgehende Geräuschemission erhöhen. Dem kann entgegengewirkt werden durch die Wahl genügend dicker Wandstärken für die Zwischenbleche im Dämpfer, durch genügend steife Konstruktion der gesamten Schalldämpferstruktur und eine Schalldämpferaußenhaut aus Doppelblech. Eine weitere Möglichkeit ist die doppelwandige Ausführung der Schalldämpferaußenhaut mit einer absorbierenden Zwischenschicht, wie in Abb. 3.175 zu erkennen ist. Diese bewirkt zugleich eine gewisse thermische Isolation und vermindert temperaturbedingte Verfärbungen der Schalldämpfer-Außenhaut. Das relativ hohe Gewicht von Schalldämpferanlagen (zwischen 10 und 20 kg) ergibt sich aus diesen Konstruktionsanforderungen.

Eine Rolle für die Schallabstrahlung spielt auch die Größe der Schalldämpferoberfläche. In vielen Fällen sind zwei kleine Schalldämpfer günstiger als ein großer (4-in-2 statt 4-in-1). Denn die Einzelschalldämpfer bauen kompakter, sind daher steifer und weisen eine kleinere Einzelaußenfläche auf. Da sie jeweils nur mit rund der halben Schallenergie beaufschlagt werden, ist ihr Emissionsverhalten in manchen Fällen günstiger. Mit derartigen Anlagen lässt sich meist auch ein größeres Schalldämpfervolumen bauraumverträglich am Motorrad unterbringen. Das etwa 10-fache Hubvolumen des Motors gilt als sehr grober Richtwert für einen Schalldämpfer mit ausgewogenen akustischen Eigenschaften und günstigem Leistungsverhalten. Dabei beeinflussen die Volumenanordnung und die Formgestalt des Volumens die Leistungscharakteristik des Motors und das akustische Verhalten des Dämpfers. Dies macht die Formgebung des Schalldämpfers und seine Platzierung am Motorrad zu einer diffizilen und schwierigen Aufgabe. Aus diesem Grund wird der Schalldämpfer vielfach auch zweigeteilt in einen Vorschalldämpfer und einen Nachschalldämpfer.

Für die Leistungsentfaltung spielt der Vorschalldämpfer eine entscheidende Rolle. Da besonders bei sehr sportlichen Motorrädern die Schräglagenfreiheit nicht eingeschränkt werden darf, andererseits aber nur bei großem Schalldämpfervolumen der Zielkonflikt zwischen gesetzeskonformer Lautstärke und hoher Motorleistung entschärft werden kann, muss der Schalldämpfer mit seinem Volumen bereits bei der ersten Konzeption eines neuen Motorrades ausreichend berücksichtigt werden. Bei Supersportlern wird der Vorschalldämpfer fallweise im hinteren Bereich unter dem Motor angeordnet, Abb. 3.176. Dort findet sich bei entsprechender Fahrzeug- und Antriebsauslegung hinreichend Raum.



Abb. 3.176 Schalldämpferanlage BMW S1000RR (BMW/Arnold Debus)

Diese Schalldämpferlage kommt auch einer gewünschten tiefen Schwerpunktlage entgegen und er trägt zu einer günstigen Massenkonzentration um den Gesamtschwerpunkt bei.

Weitere Bausteine zur Lösung des Zielkonfliktes zwischen Geräusch und Motorleistung waren in neuerer Zeit Klappen im Abgassystem, die sowohl die Gasschwingungen gezielt beeinflussen als auch bei höheren Drehzahlen und Gasdurchsätzen außerhalb des Geräusch-Testzyklus zusätzliche bzw. größere Querschnitte im Abgassystem freigeben, Abb. 3.177. Manuell betätigte Klappensysteme sind seit 2017 für neu zugelassene Motorräder nicht mehr zulässig. Elektronisch gesteuerte Klappen sind weiterhin legal, sofern sie die Geräuschvorschriften erfüllen.

Verbindungen zwischen den Krümmerrohren wirken sich ebenfalls auf die Schwingungsvorgänge im Abgassystem aus, und es lässt sich damit gezielt der Drehmomentverlauf in bestimmten Drehzahlbereichen beeinflussen. Waren diese Interferenzrohre bisher stets als feste Rohrleitungen ausgeführt, so finden sich seit einiger Zeit auch Verbindungen, die sich drehzahlabhängig öffnen und verschließen lassen, Abb. 3.178. Dadurch lassen sich unerwünschte und nachteilige Effekte der Interferenzverbindungen, die zwangsläufig sonst in bestimmten Drehzahlbereichen auftreten, vermeiden.

3.10.2 Abgasanlagen mit Katalysatoren

Zur Erfüllung der Gesetzesanforderungen zur Luftreinhaltung sind Abgasreinigungssysteme unverzichtbar. Stand der Technik ist der geregelte Drei-Wege-Katalysator. Der Katalysator ist im vorderen Teil des Schalldämpfers oder in einem separaten Vorschalldämpfer angeordnet. In der geregelten Ausführung bildet er mit der Lambdasonde und der übrigen Abgasanlage eine Funktionseinheit, Abb. 3.179.

Ein Abgaskatalysator selber ist üblicherweise als rohrförmiger Körper ausgebildet, der vom Abgas durchströmt wird. Zur Oberflächenvergrößerung weist der Katalysator im Inneren eine Wabenstruktur auf, Abb. 3.180. Die Waben oder Zellen tragen eine dünne Be-

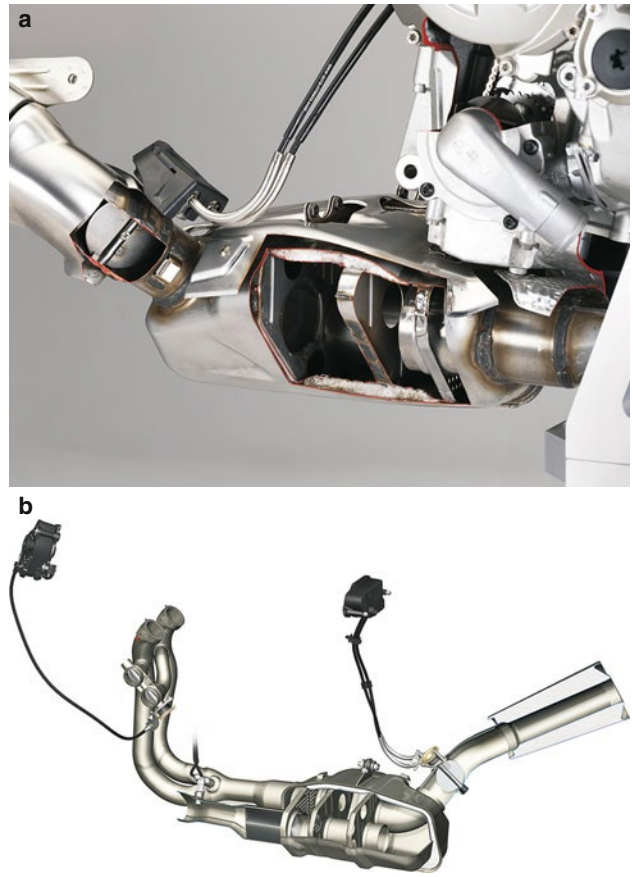


Abb. 3.177 Klappensysteme in der Schalldämpferanlage BMW S1000RR (BMW/ Arnold Debus)



Abb. 3.178 Abgassystem der BMW S1000RR (BMW/ Arnold Debus)

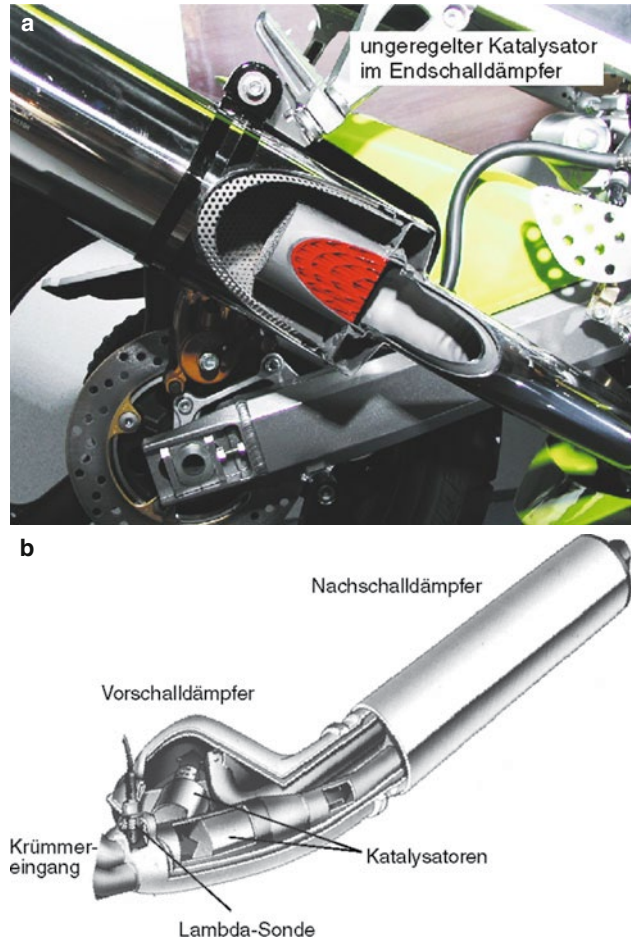


Abb. 3.179 Abgasanlagen mit integriertem Katalysator

schichtung aus Edelmetallen (Mischung aus Platin, Palladium und Rhodium), die als aktivierende Substanzen die chemischen Umwandlungsprozesse im Abgas bewirken. Das Edelmetall wirkt dabei als *Reaktionsbeschleuniger*, nimmt also an den Umwandlungsprozessen nicht teil und „verbraucht" sich auch nicht. Im Betrieb muss der Katalysator eine Mindesttemperatur von rund 250 °C erreichen, erst dann kommen die chemischen Reaktionen in Gang. Die Zeitspanne zur Aufheizung und bis zum Beginn der Umwandlung wird als *Anspringzeit* und die entsprechende Temperatur als *Anspringtemperatur* bezeichnet.

Abgebildet ist ein Metallträgerkatalysator. Er besteht aus einem Trägerblech aus Edelstahl mit einer aufgebrachten gewellten Edelstahlfolie in einer Wandstärke von 0,05 mm. Dieses Blech ist in einer speziellen Technik spiralförmig aufgewickelt, so dass ein runder Monolith mit gleichmäßig über den Querschnitt verteilten rohrförmigen Kanälen (Zellen) entsteht, an deren innerer Oberfläche das Edelmetall aufgebracht ist. Lieferbar sind Metallträgerkatalysatoren mit unterschiedlichen Zellendichten, dargestellt ist ein Träger mit 400

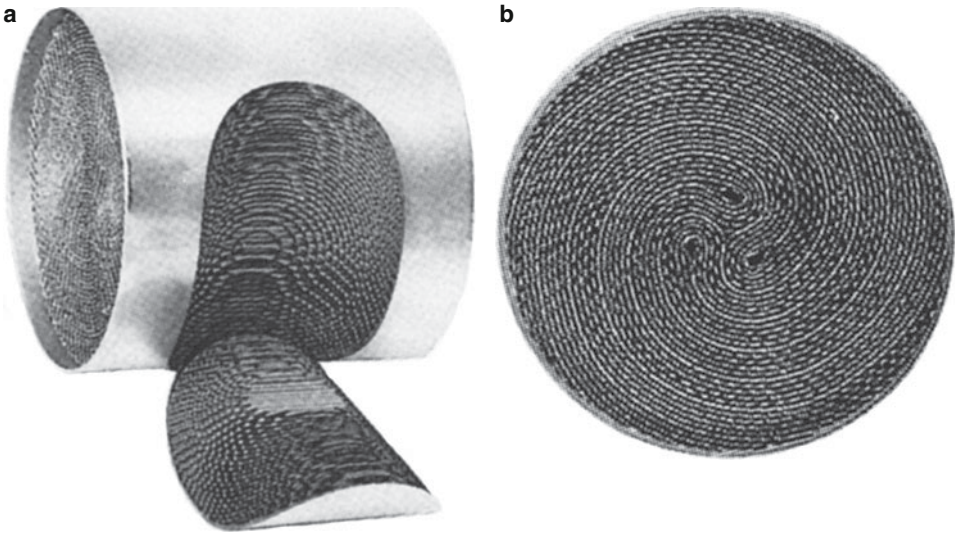


Abb. 3.180 Abgaskatalysator für Motorräder (Metallträgerkatalysator)

Zellen/inch^2. Aufgrund der geringen Wandstärke der Zellen haben sie einen niedrigen Strömungswiderstand, und die Verwendung von Edelstahl gewährleistet eine hohe mechanische und thermische Stabilität. Nach derzeitigem Entwicklungsstand erfüllen einzig derartige Metallträgerkatalysatoren die hohen Belastungen im Motorrad.

Wegen der zumeist sportlichen Ausrichtung von Motorrädern spielt das Leistungsverhalten der Motoren immer noch eine dominante Rolle, so dass die grundsätzlichen Anforderungen bei der Auslegung von Abgasanlagen mit Katalysatoren für Motorräder lauten:

- keine spürbaren Drehmoment- und Leistungseinbußen
- keine Beeinträchtigung des dynamischen Motorverhaltens
- keine Fahrfehler
- Kraftstoffmehrverbrauch <2 %
- attraktiver Auspuffklang

Letzter Punkt ist deshalb wichtig, weil die schon heute hohe Zahl an (z. T. nicht legalen) Schalldämpferumrüstungen zeigt, dass Motorradfahrer hier eine besondere Sensibilität entwickeln. Die Haltbarkeitsanforderungen orientieren sich an der durchschnittlichen Jahreslaufleistung von Motorrädern. Eine Mindesthaltbarkeit von 50.000 km im verschärfen Dauertestbetrieb sollte gewährleistet sein, das entspricht einer durchschnittlichen Lebensdauer für den Katalysator von 80.000–100.000 km im Kundenbetrieb und übertrifft damit tendenziell die Lebensdauer konventioneller Schalldämpferanlagen. Die allgemeinen Randbedingungen, denen der Katalysator im Motorrad unterworfen ist, zeigt Abb. 3.181.

Aus der hohen spezifischen Leistung der Motoren und dem hohen Drehzahlniveau bereits im Normalbetrieb ergibt sich eine hohe thermische Belastung. Zur hohen mechanischen Beanspruchung trägt bei, dass die Vibrationsentkoppelung der Schalldämpfer-

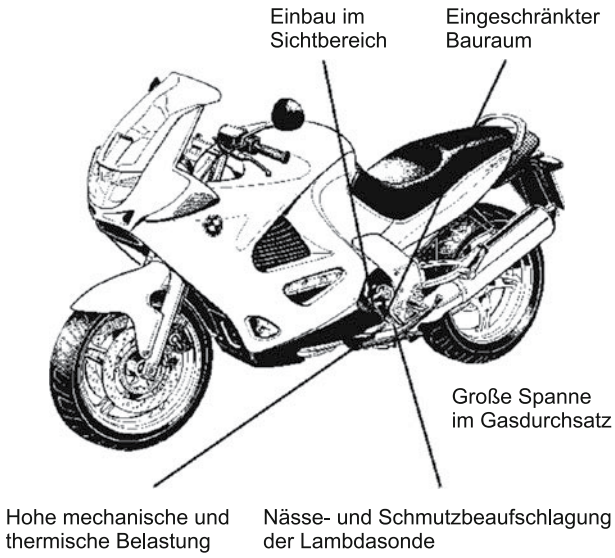


Abb. 3.181 Randbedingungen für den Katalysator im Motorrad

anlage durch eine weiche, elastische Gummilagerung wie beim Automobil nicht möglich ist (Platzbedarf, Schwingwege, z. T. Motor mittragend). Eine günstige Positionierung des Katalysator in der Schalldämpferanlage ist eingeschränkt, weil bei der Anordnung der Schalldämpferanlage am Fahrzeug Kriterien wie ausreichende Schräglage, Abstände zur Verkleidung, Platzbedarf für die Fußrastenanlage und den Hauptständer sowie Stylinggesichtspunkte berücksichtigt werden müssen.

Eine Übersicht der z. T. gegenläufigen Funktionsanforderungen und der sich ergebenden Zielkonflikte bei der Katalysatorauswahl zeigt Tab. 3.8.

Ohne auf alle Punkte detailliert einzugehen, seien an dieser Stelle die Kriterien *Motorleistung* und *Abgasgesamtemission* herausgegriffen, um die Zielkonflikte bei der Auswahl geeigneter Katalysatoren näher zu erläutern:

Aus Leistungs- und Drehmomentgründen ist ein Katalysator mit möglichst großem Querschnitt wegen der geringeren Drosselverluste wünschenswert. Dieser hat aber den Nachteil des großen Platzbedarfs (Bauraum), und ein groß dimensionierter Katalysator erwärmt sich im leerlaufnahen Bereich wegen des kleinen Gasdurchsatzes auch nur langsam. Sein Anspringverhalten ist damit ungünstig, und das bedeutet länger dauernde hohe Schadstoffemissionen während der Warmlaufphase. Ein ansprechendes Styling einer Auspuffanlage mit einem großvolumigen Katalysator ist ebenfalls eine Herausforderung.

Bei den *Emissionen* sind die Zielkonflikte ebenfalls ausgeprägt. So führt die motornahe Katalysatorposition u. a. durch Verkürzung der Anspringzeit (schnellere Erwärmung) zu den wünschenswerten niedrigen Schadstoffwerten. Es ergibt sich dadurch aber eine hohe Temperaturbelastung für den Katalysator bei Volllast. Auf die Leistungsabgabe des Motors hat die motornahe Position einen potenziell negativen Einfluss, denn durch die erforderliche Zusammenführung der Abgaskrümmerrohre vor dem Katalysator ergeben sich kurze

Tab. 3.8 Funktionsanforderungen und Zielkonflikte beim Katalysatoreinsatz

Kriterium	Einzelforderung	Lösung	Problem/Konflikt
Motorleistung	Keine Leistungs- und Drehmoment-einbußen	Großer Katalysator-querschnitt	Bauraum
			Styling
			Anspringverhalten
Abgas-emissionen	Hohe Konvertierung im Katalysator	Hohe Zellendichte	Abgasgegendruck, Leistung
		Gleichmäßige Anströ-mung des Katalysators	Bauraum
		Hohe Edelmetalldichte	Preis
		Motornahe Position	Überhitzung, Krüm-merlänge, Bauraum
	Schnelles Anspring-verhalten	Kleine Wärmekapazität	Überhitzung, Leer-laufkonvertierung
		Niedrige Wärme-leitfähigkeit, kleines Katalysator-volumen	Überhitzung
		Motornahe Position	Krümmerlänge, Bauraum, Überhitzung
	Gute Regel-eigenschaften	Motornahe Lamb-dasonde	Abgaskrümmer-zusammenführung
		Optimierte Regel-funktion	–
	Dauerhaltbarkeit	Niedrige Katalysator-temperaturen	Konvertierung
		Hochwertiges Material, aufwändige Fertigung	Kosten
Kosten	Akzeptabler Preis für den Kunden	Geringe Edelmetall-dichte	Konvertierung
		Preiswerter Träger	Haltbarkeit

Krümmerlängen, die nachteiligen Einfluss auf die Gasdynamik (vgl. Kap. 4) und den Drehmomentverlauf haben können (ungleichmäßig, niedriges Drehmoment im unteren Drehzahlbereich).

Somit muss in umfangreichen Versuchsreihen der günstigste Kompromiss zwischen Leistungsverhalten, Schadstoffemission und Dauerhaltbarkeit des Katalysators ermittelt werden. Auf die Funktion der Lambdasonde und der Regelung sowie der Mechanismen

bei der Umwandlung der Schadstoffe wird an dieser Stelle nicht eingegangen, sondern auf die Literatur [3.19] bzw. das Abschn. 3.4.4 verwiesen.

3.11 Elektrische Motoraggregate – Generator und Starter

Zum Motor im engeren Sinne gehören bei der Elektrik im Wesentlichen der *Generator* („Lichtmaschine"), der *Starter* („Anlasser"), die *Kraftstoffpumpe* und das elektronische *Motor-Steuergerät*. Waren diese Bauteile in früheren Jahren früher nicht viel mehr als notwendige und separate „Nebenaggregate", so gehören sie heute zum Gesamtverbund der Elektrik und Elektronik. Durch den hohen Vernetzungsgrad der meisten elektronischen Komponenten und vieler Sensoren im Fahrzeug und den Datenaustausch untereinander, ist eine isolierte Betrachtung der Motorelektrik kaum noch sinnvoll und nicht mehr zeitgemäß. Daher wird den elektrischen Systemen das eigene Kap. 12 gewidmet, in dem alle Komponenten im Zusammenhang betrachtet werden. Das vorliegende Kapitel beschäftigt sich daher im Wesentlichen in aller Kürze nur mit der konstruktiven Anordnung und Anbindung der beiden elektrischen Motoraggregate *Generator* und *Anlasser*.

Der Generator liefert die gesamte im Fahrzeug benötigte elektrische Energie, die Fahrzeugbatterie übernimmt die Speicherung und Pufferung. Bei der überwiegenden Zahl aller Motorräder ist der Generator im Ölraum des Kurbelgehäuses untergebracht und sitzt direkt auf dem Kurbelwellenende. Trotz der heute schmal bauenden Generatoren erhöhen sie die Baubreite des Motor, weshalb beispielsweise beim BMW 6-Zylinder-Reihenmotor der K1600 der Generator außen liegend, hinter der Zylinderbank angeordnet ist, siehe Abb. 3.182, linkes Bild. Diese Bauweise erlaubt auch die Verwendung von Generatoren, die durch eine Übersetzung auch bei niedrigen Drehzahlen schon hohe Ströme liefern können.

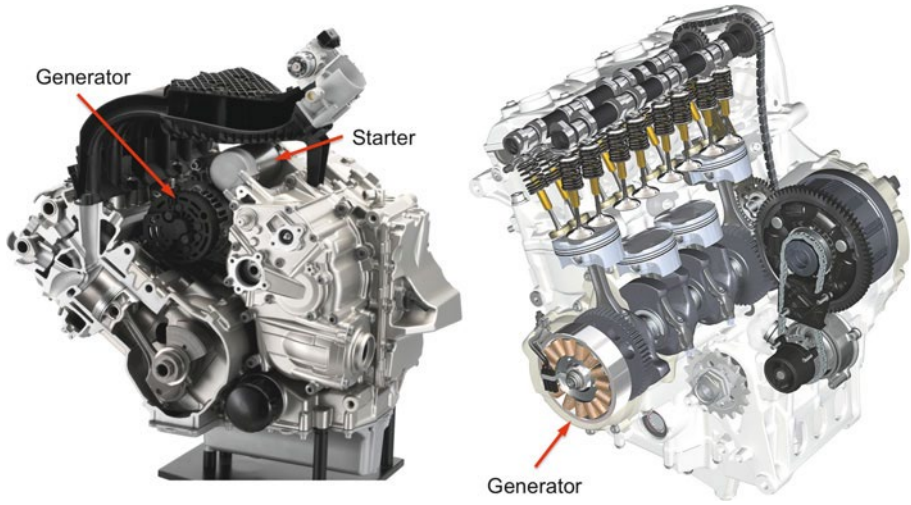


Abb. 3.182 Verschiedene Ausführungen von Generatoranordnungen im Motor

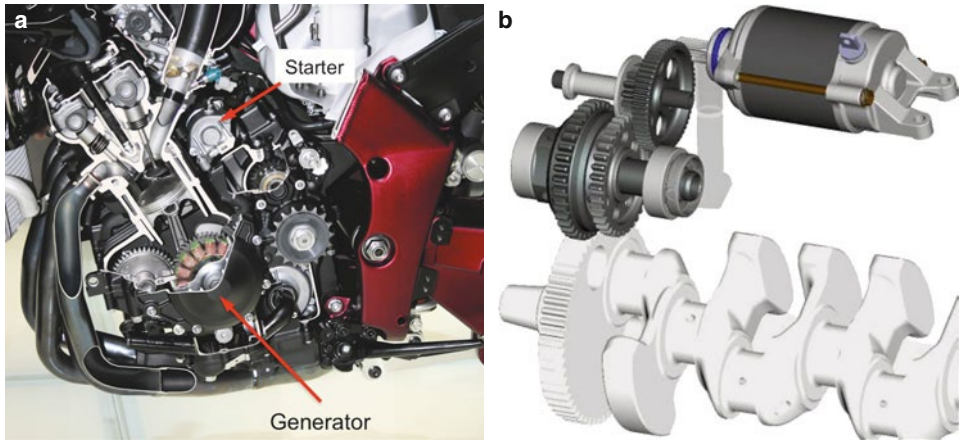


Abb. 3.183 Anlasseranordnung und Konstruktion mit Freilauf

Der Starter (Anlasser) treibt die Kurbelwelle üblicherweise über ein Vorgelege-Getriebe und einen Freilauf an, die Zahlräder sind also immer im Eingriff, Abb. 3.183. Motorräder ohne elektrischen Anlasser finden sich in der Neuzeit höchstens noch bei Sportenduros, aber auch hier hat der Kickstarter weitgehend ausgedient. Mit einer zusätzlichen Masse von rund 1–2 kg für das gesamte Anlassersystem (inkl. der größeren Batterie) ist die Gewichtsdiskussion vielleicht mit Ausnahme von Wettbewerbs-Enduros gegenstandslos geworden.

Motorleistungsabstimmung im Versuch

4

Jürgen Stoffregen

Durch die konstruktive Ausführung der Motorbauteile werden die grundlegenden Voraussetzungen für eine hohe Leistungsausbeute des Motors geschaffen. Die eigentliche Leistungsabstimmung, d. h. die Festlegung des Drehmomentenverlaufs über der Motordrehzahl, erfolgt in Versuchsreihen mit dem Motor auf dem Prüfstand. Wie einleitend im Kap. 3 dargestellt, ist das Ziel dieser Abstimmung die Erreichung eines möglichst hohen Luftliefergrades über einen weiten Drehzahlbereich des Motors. Die Einflussfaktoren, die im Motorversuch dazu untersucht werden, sind die Steuerzeit zusammen mit der Ventilerhebung, die Sauganlage und die Abgasanlage. Voraussetzung zum Verständnis dieser Abstimmungsarbeiten ist die grundlegende Kenntnis der gasdynamischen Vorgänge beim Ladungswechsel, die nachfolgend in einem knappen Abriss zusammengefasst sind.

4.1 Grundlagen der Gasdynamik beim Ladungswechsel

Der Ansaugvorgang für das Frischgas und das Ausschieben des Abgases wird beim selbstansaugenden Motor durch die Kolbenbewegung angeregt. In erster Näherung folgen die Gassäulen dieser Kolbenbewegung, d. h. Ansaug- und Ausschubvorgang können stark vereinfacht zunächst als reine Volumenverschiebungen (wie bei einer Flüssigkeit) aufgefasst werden. Für alle schnelllaufenden Motoren, und ganz besonders für hochdrehende Motorradmotoren, reicht diese einfache Modellvorstellung aber nicht aus. Denn in Wirklichkeit sind Frisch- und Abgas kompressibel, und diese Kompressibilität kann bei den schnell ablaufenden Ladungswechselvorgängen hochdrehender Motoren (bei 6000 U/min dauert der Ansaugvorgang nur rund 0,015 s) nicht vernachlässigt werden. Die Kolbenbewegung und das rasche Öffnen bzw. Schließen der Ventile lösen *Überdruck- bzw. Unterdruckwellen* in

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2018
J. Stoffregen, *Motorradtechnik*, ATZ/MTZ-Fachbuch
https://doi.org/10.1007/978-3-658-07446-3_4

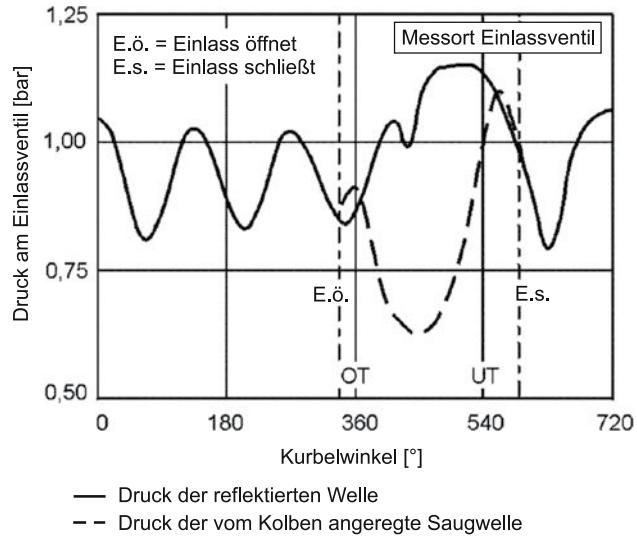


Abb. 4.1 Grundsätzlicher Wellenverlauf im Saugrohr

den Saug- und Abgasleitungen aus. Diese laufen mit *Schallgeschwindigkeit* von den Ventilen weg durch die Leitungen und führen zu örtlichen und zeitlichen Dichteänderungen im Gas.

An den jeweiligen Rohrenden oder anderweitigen sogenannten *Unstetigkeitsstellen* (Rohrerweiterungen, Rohreinschnürungen etc.) werden die Wellen reflektiert und laufen in den Rohren zum Zylinder zurück. Dabei stellt sich folgender, grundsätzlicher Mechanismus für die Reflexion ein:

Am *offenen* Rohrende wird die Welle mit *umgekehrtem* Vorzeichen reflektiert. Eine Druckwelle läuft als Unterdruckwelle im Rohr zurück und umgekehrt.

Am *geschlossenen* Rohrende wird die Welle mit *gleichem* Vorzeichen reflektiert. Eine Druckwelle läuft als Druckwelle im Rohr zurück, eine Unterdruckwelle als Unterdruckwelle.

Aufgrund der Schallgeschwindigkeit, die ein Mehrfaches der Transportgeschwindigkeit des Gases beträgt, können die Wellen während des Ladungswechselvorgangs das Saug- bzw. Abgassystem mehrmals durchlaufen. Abb. 4.1 zeigt beispielhaft einen Druckverlauf, wie er sich am Einlassventil aufgrund der Wellenausbreitung im Saugrohr einstellt.

Zunächst erzeugt die Sogwirkung des abwärtsgehenden Kolbens bei Ventilöffnung (*E.ö.*) einen Unterdruck am Ventil, der sich in Richtung auf das (luftfilterseitige) Rohrende im Saugrohr fortpflanzt (Unterdruckwelle). An diesem Saugrohrende wird die Unterdruckwelle reflektiert (offenes Rohrende) und läuft danach als *Überdruck*welle zurück zum Einlassventil. Ein Einströmen von Frischgas in den Zylinder kann nur bei einem Druckgefälle zwischen Saugrohr (höherer Druck) und Zylinder (niedrigerer Druck) stattfinden. In diesem Sinne unterstützt die ankommende Überdruckwelle den Einströmvorgang.

Der analoge, nur umgekehrte Prozess findet beim Auslassvorgang statt. Hier induziert der Zylinderüberdruck bei sich öffnendem Auslassventil eine Überdruckwelle im Abgasrohr, die bei entsprechenden Reflexionsbedingungen als Unterdruckwelle zum Auslassventil zurückläuft und mithilft, Abgas aus dem Zylinder zu saugen.

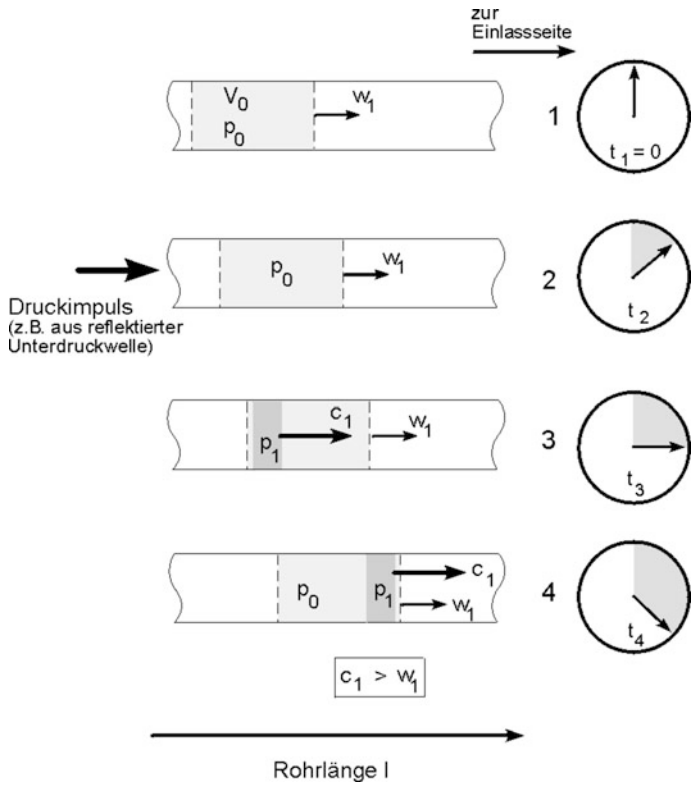


Abb. 4.2 Modell der überlagerten Gasströmung

Die Gasströmung beim Ansaug- und Ausschubvorgang setzt sich damit aus zwei überlagerten Vorgängen zusammen:

- dem reinen Volumentransport, der der Kolbenbewegung nachfolgt und
- der Fortpflanzung von Druck- bzw. Unterdruckwellen

In der weiteren Betrachtung wird die Strömung als eindimensional angesehen, d. h. es wird nur die Hauptströmungsrichtung entlang der Achsen von Saug- und Abgasrohren betrachtet. Eine vereinfachte Modellvorstellung der Überlagerung und der resultierenden Strömungsvorgänge gibt Abb. 4.2.

Im Zeitintervall t_1 bis t_4 bewegt sich ein Gasvolumen V_0 gleichmäßig durch das Rohr nach rechts. Die Geschwindigkeit des Gases im Rohr (Transportgeschwindigkeit) betrage w_1. Nun wird dem Gas ein Druckimpuls aufgeprägt. Dieser Druckimpuls läuft mit Schallgeschwindigkeit durch das Rohr und erreicht das betrachtete Volumen zum Zeitpunkt t_3. Als Folge erfährt das Gas *örtlich* eine Zusammendrückung, wodurch seine Dichte lokal ansteigt. Während sich das Gasvolumen als Ganzes weiter fortbewegt, durchwandert die Druckstörung das Volumen mit der Schallgeschwindigkeit c_1. Zum Zeitpunkt t_4 herrscht dadurch an einer anderen Stelle des Rohres im Gas kurzzeitig der erhöhte Druck p_1.

Die Druckstörung durchläuft also das Rohrsystem bzw. das Gas als Welle, *unabhängig* von der Transportbewegung. Wie anfangs schon ausgeführt, kann deren Amplitude positive oder negative Werte annehmen, d. h. ein Überdruck oder auch ein Unterdruck sein. In den nachfolgenden Kapiteln wird gezeigt, wie sich diese Wellen zur Unterstützung des Ladungswechsels und insbesondere für eine Erhöhung der Frischgasladung im Zylinder und damit zur Leistungssteigerung, ausnutzen lassen. Denn wie schon erwähnt, bestimmen letztlich die Druckverhältnisse zwischen Zylinder und Saug- bzw. Abgasrohren das Ein- und Ausströmen von Frischgas und Abgas. Zuvor aber muss noch auf den grundsätzlichen Einfluss der Steuerzeit (Ventilöffnungsdauer) eingegangen werden.

4.2 Einfluss der Steuerzeit

Die Steuerzeit, genauer gesagt die Lage der Öffnungs- und Schließzeitpunkte der Ventile relativ zur Stellung der Kurbelwelle, beeinflusst die Leistungs- und Drehmomentcharakteristik des Motors in sehr hohem Maße. Den größten Einfluss hat der *Schließzeitpunkt des Einlassventils* (*E.s.*), die übrigen Öffnungs- und Schließzeitpunkte haben eine geringere Bedeutung für die Leistungscharakteristik. Die Lage des Einlassschlusses hängt von der Steuerzeit und der Spreizung ab und kann durch Variation dieser Werte verlegt werden. Die zugrunde liegenden, theoretischen Zusammenhänge wurden im Abschn. 3.2.1 bereits erläutert.

Die praktischen Auswirkungen unterschiedlicher Steuerzeiten im realen Motorbetrieb zeigt Abb. 4.3 anhand gemessener Drehmoment- und Leistungskurven. Die längere Steuerzeit mit entsprechend späterem Einlassschluss verschiebt das Drehmomentmaximum des Motors hin zu höheren Drehzahlen, woraus eine höhere Leistung im oberen Drehzahlbereich resultiert. Gleichzeitig fällt in weiten Bereichen des unteren Drehzahlbandes das Drehmoment spürbar ab. Die Gründe sollen an dieser Stelle nochmal kurz in Erinnerung gerufen werden:

Bei hoher Drehzahl ist die kinetische Energie des in den Zylinder einströmenden Frischgases hoch. Daher kann bei noch geöffnetem Einlassventil auch nach dem UT und aufwärtsgehendem Kolben weiter Frischgas in den Zylinder strömen, wodurch sich die Füllung erhöht. Als Resultat steigt das Drehmoment bei hohen Drehzahlen. Umgekehrt verschlechtert sich die Füllung und damit der Drehmomentverlauf bei niedrigen Drehzahlen. Denn aufgrund der jetzt geringen kinetischen Energie, wird bereits angesaugtes Frischgas nach dem UT vom aufwärtsgehenden Kolben durch das geöffnete Einlassventil zurück ins Saugrohr geschoben.

Für die kürzere Steuerzeit gelten sinngemäß die gleichen Effekte, nur eben umgekehrt. Hier verhindert der frühe Einlassschluss das Rückschieben von Frischgas aus dem Zylinder bei niedrigen Drehzahlen. Entsprechend erzielt man dort im Vergleich ein hohes Drehmoment und eine Verlagerung des Drehmomentmaximums zu niedrigen Drehzahlen. Weil der frühe Einlassschluss bei hohen Drehzahlen eine Füllung des Zylinders über den UT hinaus verhindert, muss dann natürlich das Drehmoment bei höheren Drehzahlen abfallen.

Eine Verlegung des Einlassschlusses kann man bei unveränderter Einlassnockenwelle auch durch eine Spreizungsveränderung (Verdrehung der Nockenwellenstellung relativ zur

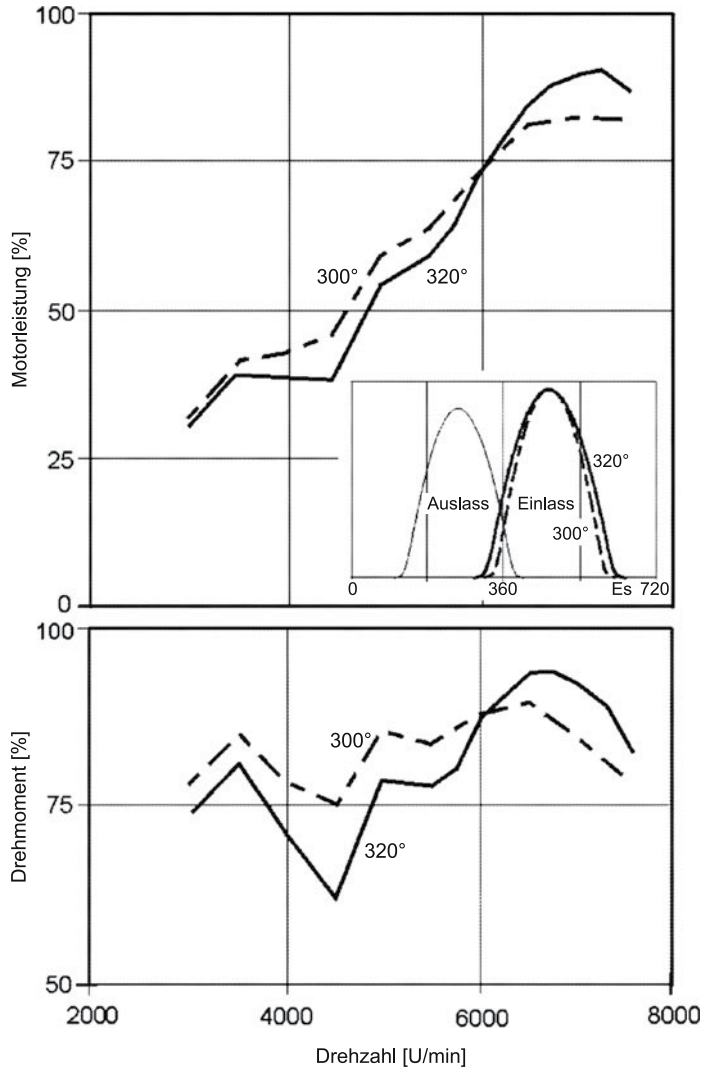


Abb. 4.3 Leistung und Drehmoment bei verschiedenen Einlasssteuerzeiten

Kurbelwellenstellung) erreichen. Große Spreizungsänderungen (mehr als 10° KW) sind aber in der Regel nicht sinnvoll, weil der Öffnungszeitpunkt der Einlassventile zwangsläufig immer mit verschoben wird, was sich nachteilig auswirken kann. Eine moderate Spreizungsverringerung bei gleichbleibender (langer) Steuerzeit kann allerdings gegenüber einer echten Steuerzeitenverkürzung durchaus zu einem erwünschten Motorverhalten führen. Denn bei hohen Drehzahlen kann sich die Zunahme der Ventilüberschneidung, die infolge der Spreizungsverringerung auftritt, vorteilhaft auswirken. Das ausströmende Abgas übt, wenn während der Überschneidung Ein- und Auslassventile gleichzeitig offen sind, eine Sog-

wirkung auf das Frischgas aus und facht damit schon die Einströmbewegung an. Dies unterstützt den Ansaugvorgang, so dass möglicherweise eine insgesamt größere Frischgasmenge angesaugt wird. Als Gesamtergebnis können sich ausreichend hohe Drehmomentwerte im oberen Drehzahlbereich einstellen, während der frühe Einlassschluss den Drehmomentverlauf auch bei niedrigen Drehzahlen gegenüber der ursprünglichen Auslegung anhebt.

Wegen der verschiedenen, sich überlagernden Effekte kann eine eindeutige Prognose hinsichtlich der Drehmoment- bzw. Leistungseffekte nicht immer abgegeben werden. Welche Maßnahme dem eigentlichen Gesamtziel eines ausgewogenen Drehmomentenverlaufs über der Drehzahl (= größtmögliche Leistung und hohes Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen) am nächsten kommt, muss durch Vergleichsmessungen am Motor untersucht werden. Die Praxis lehrt, dass die Motoren je nach konstruktiver Gesamtauslegung immer etwas unterschiedlich auf die jeweiligen Maßnahmen reagieren. Idealerweise müssten sich sowohl Spreizung als auch Steuerzeit während des Motorbetriebs variabel verändern lassen. Für Serienmotoren im Automobil ist die Spreizungsänderung konstruktiv verwirklicht und auch die Variation von Steuerzeit und Ventilhubverlauf. Bei Motorrädern bietet bis auf HONDA mit dem sogenannten VTECH-System kein weiterer Hersteller eine Variabilität im Ventiltrieb in Serie an. Beim VTECH-System wird der Öffnungshub von einem der beiden Einlassventile im niedrigen Drehzahlbereich reduziert, was theoretisch die Strömungsgeschwindigkeit der Gassäule erhöht und bessere Füllung bei niedrigen Drehzahlen begünstigt. In unabhängigen Vergleichsmessungen konnte jedoch bei mit VTECH ausgerüsteten Motoren kein überragender Vorteil im Drehmomentverlauf belegt werden. Die konstruktive Umsetzung einer weitergehenden Variabilität im Ventiltrieb von Motorradmotoren dürfte aus Bauraum-, Gewichts- und Kostengründen anspruchsvoll werden, wird aber in den nächsten Jahren schrittweise ihren Einzug in die Serie finden.

4.3 Auslegung der Ansauganlage

Die Sauganlage besteht beim Motorrad üblicherweise aus Ansaugschnorchel, Luftfilterkasten und den Saugrohren zum Motor. Sie bietet neben der Steuerzeit zusätzliche und weitreichende Möglichkeiten zur Beeinflussung der Leistungs- bzw. Drehmomentcharakteristik des Motors. Herausragende Bedeutung hat dabei die jeweilige Länge der Ansaugrohre vom Luftfilterkasten bis zu den Einlassventilen, nachfolgend als Saugrohrlänge bezeichnet. Durch die Abstimmung der passenden Saugrohrlänge im Zusammenwirken mit der Steuerzeit (Ventilöffnungsdauer) lassen sich die in Abschn. 4.1 erläuterten gasdynamischen Vorgänge mit ihren Druck- und Unterdruckwellen zur Erhöhung der Zylinderfrischladung ausnutzen.

Die durch das Ansaugen ausgelöste Unterdruckwelle läuft infolge ihrer Reflexion am offenen Ende des Saugrohres als Überdruckwelle zum Einlassventil zurück. Bei konstanter Schallgeschwindigkeit für die Welle bestimmt allein die Saugrohr*länge* die Wellen*laufzeit* im Rohr. Das Saugrohr muss nun so lang bemessen sein, dass die Überdruckwelle genau im Zeitintervall zwischen dem UT und dem Einlassschluss am Ventil eintrifft. Dann wird die angestrebte Füllungssteigerung erreicht, weil der Saugrohrdruck nun noch einmal an-

steigt. Normalerweise würde bei noch geöffnetem Ventil der Einströmvorgang nach dem UT nachlassen, weil das eingeströmte Frischgas zusammen mit dem aufwärts gehenden Kolben den Druck im Zylinder über den Saugrohrdruck ansteigen ließe. Die Drucküberhöhung im Saugrohr durch die ankommende Welle hält aber das Druckgefälle zum Zylinder über den UT hinaus aufrecht und bewirkt eine Verlängerung des Einströmvorgangs entgegen der Kolbenbewegung. Es erhöht sich die Dichte des aktuell angesaugten Gemischvolumens, so dass die in den Zylinder gelangende Frischgasmasse sich vergrößert.

Die Saugrohrlänge muss immer passend zur Drehzahl abgestimmt werden. Denn bei konstanter Schallgeschwindigkeit der Welle bestimmt allein die Rohrlänge die Wellenlaufzeit. Die zeitliche Öffnungsdauer (in Millisekunden) der Ventile ändert sich aber mit der Drehzahl, so dass es genaugenommen nur eine Drehzahl (bzw. einen schmalen Drehzahlbereich) gibt, in dem Saugrohrlänge und Drehzahl zusammenpassen. Ist das Saugrohr (für eine bestimmte Drehzahl) zu lang, erreicht die Überdruckwelle das Einlassventil erst, wenn dieses schon geschlossen ist. Ist es zu kurz, dann trifft die früher ankommende Druckwelle zwar auf ein offenes Ventil, doch es besteht dann in der Schlussphase des Einlassvorgangs kein Druckgefälle zum Zylinder mehr.

Wie groß die Beeinflussungsmöglichkeiten mittels Saugrohrabstimmung sind, zeigen die nachfolgenden Drehmoment- und Leistungskurven, die an realen Motorradmotoren gemessen wurden. In Abb. 4.4 wurden ausgehend von einer Grundauslegung auf maximale Leistungsausbeute bei hohen Drehzahlen (lange Steuerzeit) die Saugrohre verlängert. Sonst blieb der Motor unverändert.

Die typische Drehmomentschwäche der Grundauslegung im unteren und mittleren Drehzahlbereich, die aus der langen Steuerzeit resultiert, wird durch die längeren Saugrohre erkennbar vermindert. Erkauft wird dieser Drehmomentgewinn bei niedrigen Drehzahlen allerdings mit einem Drehmoment- und damit Leistungsabfall bei hohen Drehzahlen. Die Maximalleistung des geänderten Motors liegt knapp 5 % niedriger als bei der Grundabstimmung.

Natürlich kann man auch umgekehrt verfahren und versuchen, eine Grundabstimmung für hohes Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen (kurze Steuerzeit) im oberen Drehzahlbereich zu verbessern. Dazu muss die ursprüngliche Saugrohrlänge des Motors gekürzt werden. Es ergibt sich dann ein Zugewinn an Drehmoment und Leistung im oberen Drehzahlbereich bei gleichzeitigen Einbußen im unteren Bereich.

Es muss an dieser Stelle hinzugefügt werden, dass die gezeigten Messungen mit offenen Saugrohren, d. h. ohne Luftfilterkasten vorgenommen wurden. Dies ist das übliche Vorgehen bei grundlegenden Abstimmungsversuchen, weil die Ladungswechseleffekte im offenen Betrieb besonders deutlich zutage treten. Die ungewohnte Welligkeit der Leistungs- und Drehmomentkurven resultiert aus diesem Betrieb.

Ziel aller Bemühungen ist in der Regel der Kompromiss, d. h. die Saugrohrlängen so abzustimmen, dass der Motor sein Leistungsziel erreicht und dennoch im unteren Drehzahlbereich genügend Drehmoment produziert. Wie aus den Erläuterungen deutlich geworden ist, erfolgt eine Sauglängenabstimmung immer eng zusammen mit der Steuerzeit. Es zeigt sich dabei, dass die Wahl der Steuerzeit den *grundsätzlichen* Charakter des Motors weit-

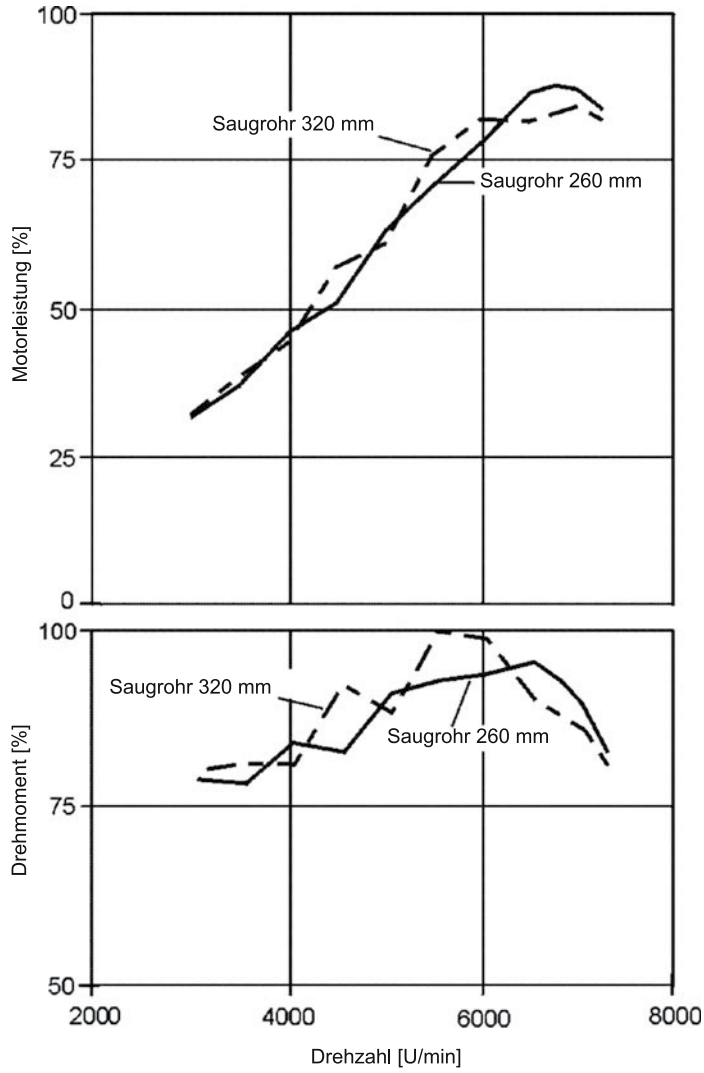


Abb. 4.4 Auswirkungen einer Saugrohrverlängerung

gehend vorgibt. Für eine drehmomentorientierte Auslegung (hohes, fülliges Moment bei niedrigen Drehzahlen) wird man die Steuerzeit in der Tendenz eher kurz wählen und mit Hilfe der Saugrohrlängenabstimmung versuchen, auch bei höheren Drehzahlen genügend Drehmoment für eine ausreichende Spitzenleistung zu erzielen. Umgekehrt wird ein Sportmotor, bei dem höchste spezifische Leistung und hohe Drehzahlen vorrangige Ziele sind, zunächst einmal mit Nockenwellen für tendenziell längere Steuerzeiten bestückt. Mit der Saugrohrabstimmung muss man dann versuchen, die prinzipbedingte Drehmomentschwäche bei niedrigen Drehzahlen soweit wie möglich auszugleichen. In Einzelfällen gibt es

natürlich auch kompromisslose Auslegungen, bei denen z. B. lange Steuerzeiten mit kurzen Saugrohren kombiniert werden. Damit lassen sich dann höchste Spitzenleistungen bei hohen Drehzahlen realisieren, unter Inkaufnahme einer oft störenden Drehmomentschwäche bei niedriger Drehzahl.

Die Kriterien, die für die Wahl des Saugrohr*durchmessers* gelten, wurden in Abschn. 3.2.3 schon angesprochen. Es gilt dabei die grundsätzliche Regel, dass kleine Saugrohrdurchmesser die dynamischen Effekte verstärken, bei großen Gasdurchsätzen aber den Luftstrom drosseln können. Bei großen Durchmessern besteht keine Gefahr der Drosselung, jedoch nehmen die Amplituden der Druckwellen ab. Demzufolge ist der optimale Saugrohrdurchmesser ein Kompromiss zwischen bestmöglicher Nutzung der Gasdynamik und Vermeidung einer übermäßigen Drosselung des Gasstroms. Er muss mit Motorversuchen ermittelt werden. Die vielfach geäußerte Ansicht, Saugrohre sollten zur Erzielung höchster Leistungen immer den größtmöglichen Querschnitt aufweisen, ist in dieser Einfachheit falsch!

Mit der Sauglängenabstimmung sind nicht alle Möglichkeiten der saugseitigen Leistungsbeeinflussung ausgeschöpft. Der Luftsammler, in den die Saugrohre münden und der bei den meisten Motorrädern auch den Luftfilter enthält, bietet über die Variation seines Volumens weiteres Potential, wie Abb. 4.5 beispielhaft zeigt. Ein kleines Sammlervolumen kann unter Umständen die dynamischen Vorgänge im Saugsystem unterstützen, und je nach Auslegung können auch Resonanzeffekte ausgenutzt werden. Die im Bild dargestellten Auswirkungen der Sammlergröße sind jedoch motorspezifisch und können so nicht pauschal auf alle Motoren übertragen werden.

In der Regel haben allerdings großvolumige Sammler summarische Drehmomentvorteile und sind daher grundsätzlich anzustreben. Das Problem in der Praxis ist meist nur die Unterbringung des gewünschten, großen Sammlervolumens (Richtwert 10-faches Hubvolumen) im vorgegebenen Bauraum. Denn es zeigt sich, dass nicht allein die Größe des Volumens, sondern auch die Form des Sammlers eine Rolle für die Leistungsentfaltung des Motors spielt. Starke Einschnürungen und Eindellungen des Sammlers wirken sich vielfach negativ aus.

Eine Sonderrolle spielen speziell ausgelegte Resonanzsauganlagen. Hier wird das Sammlervolumen in zwei Teilvolumen aufgespalten, die über ein oder mehrere, genau abgestimmte Rohre verbunden sind. In scharf umgrenzten Drehzahlbereichen können mit solchen Sauganlagen Luftliefergradsteigerungen (Resonanzaufladung) erzielt werden. Auf Einzelheiten soll an dieser Stelle aber nicht eingegangen werden.

Einen messbaren Einfluss auf die Leistungscharakteristik hat der Ansaugschnorchel zum Luftfilter. Die wesentliche Aufgabe dieses Schnorchels ist es allerdings, dass er die Luft ungehindert und möglichst an einer kühlen Stelle ansaugen kann. Daneben wird der Ansaugort auch nach akustischen Gesichtspunkten (Geräuschemission) ausgewählt. Da sich im Frontbereich der Motorradverkleidung die Luft staut und sich ein leichter Überdruck einstellt, liegt der Gedanke nahe, diesen Effekt im Sinne einer „Aufladung“ für eine Leistungssteigerung zu nutzen. Theoretisch stellt sich bei der Anströmung eines Körpers ein Staudruck nach folgender Gleichung ein:

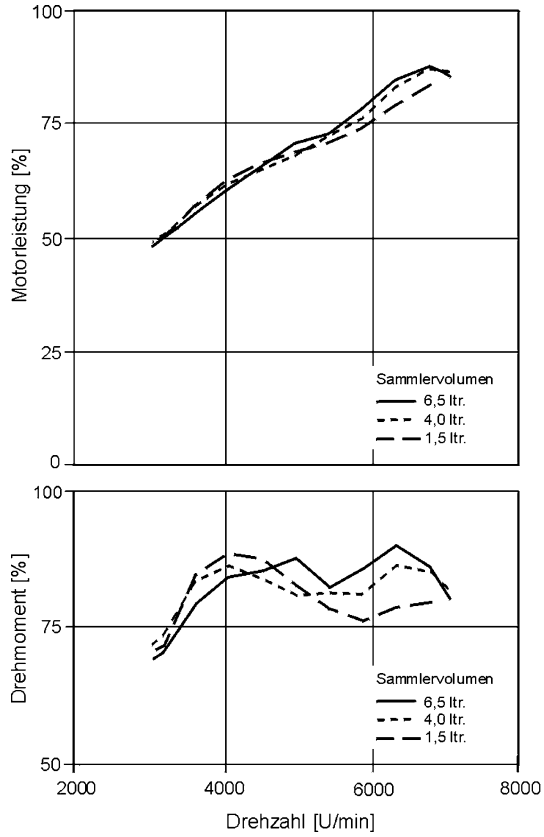


Abb. 4.5 Beeinflussung der Leistungscharakteristik durch Variation des Sammlervolumens

$$p_s = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot w^2 \tag{4.1}$$

ρ Luftdichte
w Anströmgeschwindigkeit

Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 200 km/h entspricht dies aufgerundet einem Druck von 0,02 bar, bei 250 km/h von 0,03 bar. Gegenüber dem Umgebungsluftdruck sind dies Steigerungen von 2–3 %, die sich theoretisch in eine proportionale Leistungssteigerung umsetzen lassen. Entsprechend gestaltete Ansaugsysteme mit direkter Schnorchelposition im Staudruckbereich werden oft auch als *ram air Systeme* bezeichnet, Abb. 4.6.

Der nutzbare Effekt in der Praxis wird für Motorräder der unteren und mittleren Leistungsklassen etwas überbewertet. Zur Umsetzung in reale Leistung muss die Weiterleitung an Luft verlustarm und möglichst ohne größere Umlenkung erfolgen und die Rohluftseite vom Ansaugpunkt bis zum Luftfilter muss gut abgedichtet sein, um den Überdruck auch

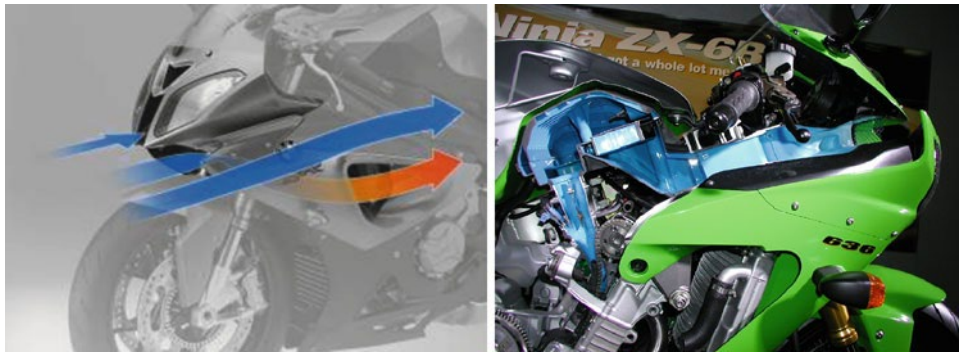


Abb. 4.6 Luftansaugung im Frontbereich (ram air Systeme)

im System zu halten; ein Aufwand, den man bei den meisten Motorrädern aus Kosten- und Montagegründen nicht betreibt. Im Supersportsegment hingegen, wo man auf der Suche nach Überlegenheit gegenüber dem Wettbewerb jede Möglichkeit zur Leistungssteigerung wahrnimmt, ist dieser Effekt durchaus relevant und wird ausgenutzt. Abb. 4.7 zeigt zwei Beispiele derartiger Luftführungssysteme.

Bei entsprechender Gestaltung lassen sich im Fahrbetrieb spürbare Leistungseffekte erzielen, zumal bei Motorleistung von 150 kW und Spitzengeschwindigkeiten von rund 300 km/h auch entsprechende Druckerhöhungen auftreten (quadratische Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit, siehe Gleichung). Messungen an der BMW S1000RR belegen dies, Abb. 4.8.

Neben dem Staudruck spielen auch positive Sekundäreffekte eine Rolle, wie eine niedrigere Ansauglufttemperatur im Frontbereich (damit höhere Luftdichte) und ggf. auch Resonanzwirkungen der vergrößerten Gesamtansauglänge des nach vorn verlegten Ansaugschnorchels.

4.4 Auslegung der Abgasanlage

Auf der Auslassseite wird die Gasdynamik weniger von der Kolbenanregung, sondern vielmehr vom Vorauslassstoß geprägt. Verbrennungsbedingt herrscht beim Öffnen des Auslassventils noch ein hoher Druck im Zylinder (> 3 bar), so dass bereits zu Beginn der Auslassventilöffnung trotz geringer Öffnungsquerschnitte ein großes Abgasvolumen impulsartig ausströmt. Die Strömungsgeschwindigkeit ist wegen des Druckgefälles und kleinen Ventilspaltes sehr hoch. Es resultiert daraus eine energiereiche Überdruckwelle, die das Abgassystem durchläuft und an der Einmündung der Krümmerrohre in den Schalldämpfer bzw. im Schalldämpfer selber reflektiert wird.

Angestrebt wird eine Reflexion am offenen Rohrende, so dass die Druckwelle als Unterdruckwelle in den Krümmerrohren zurückläuft. Dabei sind die Rohrlängen so mit der Wellenlaufzeit abzustimmen, dass die Unterdruckwelle gegen Ende der Auslassventilöffung am

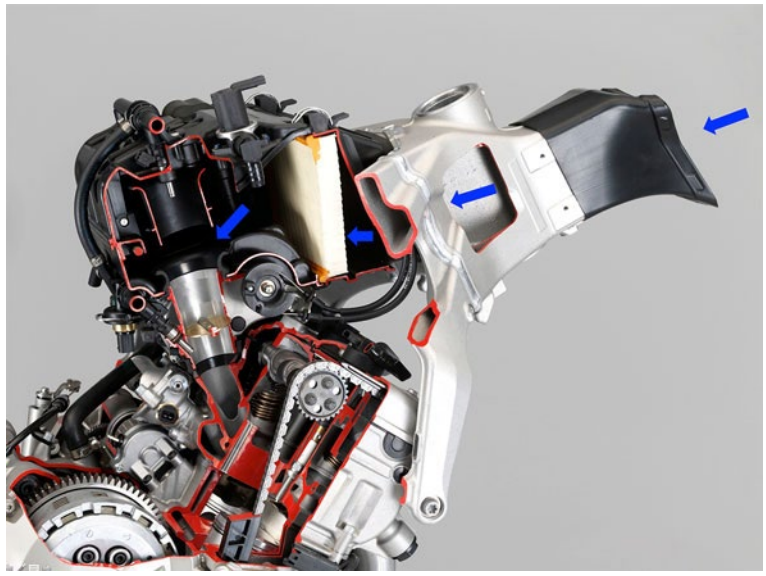


Abb. 4.7 Ansaugluftführung der BMW S1000RR (BMW/Arnold Debus)

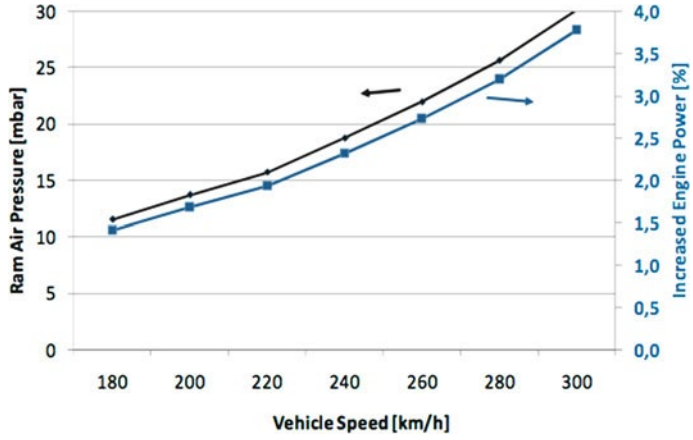


Abb. 4.8 Effekt der Staudruckaufladung [4.1]

Ventil eintrifft. Man erzielt damit zwei günstige Effekte. Zum einen saugt der Unterdruck Restabgas, das sich noch im zylinderkopfseitigen Brennraum befindet und vom Kolben nicht verdrängt werden kann, aus dem Brennraum. Dadurch erhöht sich die Frischgasfüllung im nächsten Arbeitstakt und das Frischgas wird nicht von heißen Abgasresten aufgeheizt. Zum zweiten kann sich die Sogwirkung des Unterdrucks im Einlasssystem auswirken und dort den Ansaugvorgang anfachen, vorausgesetzt, es herrscht eine genügend große Ventilüberschneidung und das Einlassventil ist bereits geöffnet. Die Überschneidung muss daher sinnvollerweise zusammen mit der Abstimmung der Abgasanlage festgelegt werden.

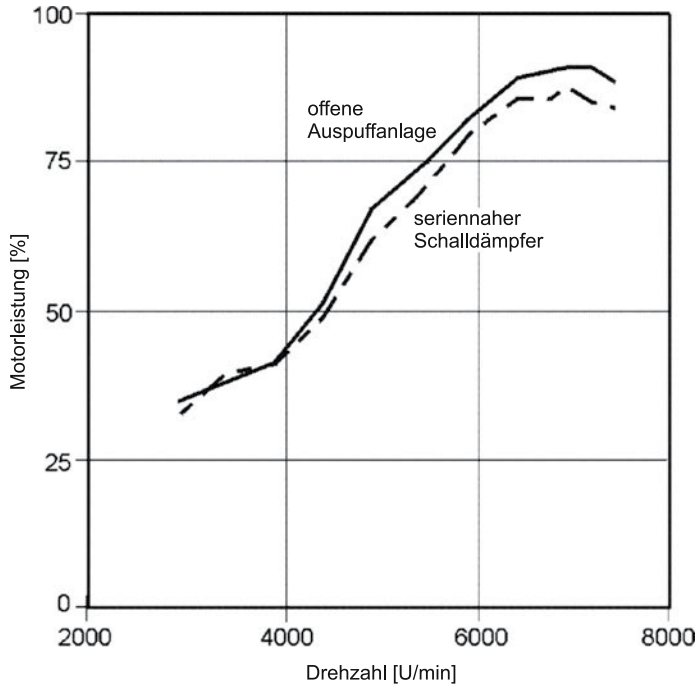


Abb. 4.9 Leistungseinfluss der Schalldämmung

Aufgrund des komplexen Innenaufbaus moderner Schalldämpfer ergeben sich vielfache Wechselwirkungen und Wellenüberlagerungen, auf die im Einzelnen an dieser Stelle nicht eingegangen werden kann. Großen Einfluss hat im Abgassystem auch die Temperatur. Die Schallgeschwindigkeit und damit die Wellenlaufzeit sind temperaturabhängig (siehe Anhang). Gerade die Abgastemperatur im Schalldämpfer variiert aber, im Gegensatz zur Frischgastemperatur, bei Volllast je nach Drehzahl um weit mehr als 100 °C. Dazu kommt der Einfluss der Wärmeabfuhr an der Abgasanlage, die wiederum von den Umgebungsbedingungen und der Fahrgeschwindigkeit (Luftanströmung) abhängig ist. All diese Faktoren müssen bei der Abstimmung beachtet werden.

Auf den Zielkonflikt zwischen Leistung und Geräuschverhalten wurde im Abschn. 3.10 schon hingewiesen. Den grundsätzlichen Einfluss von Geräuschdämpfungsmaßnahmen und den zugleich hohen Entwicklungstand der Schalldämpferentwicklung zeigen beispielhaft und plakativ die Leistungskurven in Abb. 4.9, die einer bereits länger zurückliegenden Grundsatzuntersuchung entnommen sind. Dargestellt sind die Leistungsverläufe, die sich bei sonst unverändertem Motor mit starker und schwacher Schalldämpfung einstellen. Der Leistungsunterschied zwischen dem wenig gedämpften Motor (offene Auspuffanlage) und dem Motor mit seriennahem Schalldämpfer, der die damaligen, inzwischen nicht mehr gültigen, höheren Geräuschgrenzwerten gerade noch erfüllte, beträgt rund 10 %.

Seit 2016 gelten in Europa für neu homologierte Motorräder abgesenkte Geräuschgrenzwerte je nach Masse-Leistungs-Verhältnis zwischen 73 und 77 dBA bei einem ge-

änderten, realitätsnäherem Messverfahren. Klappensysteme im Schalldämpfer unterliegen seitdem strengeren Auflagen und sind nur noch in Kombination mit einer Zwangssteuerung zulässig, wobei die gültigen Grenzwerte eingehalten werden müssen.

Motorentuning

5

Jürgen Stoffregen

Das klassische Tuning von Motoren hat immer zwei Verbesserungen zum Ziel, die Anhebung der nominellen Leistung und die Gewichtserleichterung, insbesondere von bewegten Teilen. Behandelt werden die Grundlagen des Tunings von Viertaktmotoren, ohne jedoch detaillierte handwerklichen Anleitungen zur Ausführung zu geben. Ziel ist vielmehr, die leistungssteigernden Maßnahmen im Gesamtzusammenhang mit all ihren Vor- und Nachteilen zu erläutern und einen Überblick über wirksame, aber auch über unwirksame bzw. schädliche Tuningmaßnahmen zu geben. Zweitaktmotoren müssen von der Betrachtung weitgehend ausgenommen werden, weil sie aufgrund ihres störungsanfälligeren Ladungswechsels in Abhängigkeit von ihrer Bauart sehr individuell betrachtet werden müssen, was über den Rahmen dieses Buches hinausgehen würde.

Alle physikalischen und z. T. auch die praktischen Grundlagen des Tunings wurden bereits in vorangegangenen Kapiteln des Buches behandelt, so dass bei der Erläuterung von Tuningmaßnahmen darauf zurückgegriffen wird. Der Leser wird gebeten, auf die entsprechenden Hinweise im Text zu achten und ggf. in den entsprechenden Abschnitten noch einmal nachzuschlagen.

Es ist zu Beginn sicher nützlich, sich an die Definition der Leistung zu erinnern. Physikalisch ist Leistung definiert als Arbeit pro Zeit. Die Leistungsabgabe an der rotierenden Kurbelwelle beschreibt folgende allgemeine Formel:

$$P = M_\mathrm{d} \cdot \omega = M_\mathrm{d} \cdot 2\pi \cdot n \tag{5.1}$$

P Leistung [kW]
M_d Drehmoment [Nm]
ω Winkelgeschwindigkeit
n Motordrehzahl [1/s]

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2018
J. Stoffregen, *Motorradtechnik*, ATZ/MTZ-Fachbuch
https://doi.org/10.1007/978-3-658-07446-3_5

Man erkennt, dass sich rein formelmäßig die Leistung durch Drehzahl- und/oder Drehmomentenerhöhung steigern ließe. Die einfache Drehzahlerhöhung, z. B. durch die Entfernung eines evtl. vorhandenen Drehzahlbegrenzers, bringt aber für sich allein in der Realität noch keine Mehrleistung (es sei denn es wurde vom Hersteller eine künstliche Leistungsbeschneidung mittels einer Drehzahlbegrenzung vorgenommen). Der Grund ist anhand von Abb. 3.6 unmittelbar ablesbar. Der Luftliefergrad, das direkte Maß für die real angesaugte Gemischmenge des Motors, fällt jenseits seines Maximums mit der Drehzahl stark ab (Drosselvorgänge beim Ladungswechsel, vgl. Abschn. 3.1). Damit sinkt das abgegebene Drehmoment des Motors in stärkerem Maße, als seine Drehzahl ansteigt. Das Produkt aus Drehzahl und Drehmoment, die Leistung, nimmt demzufolge nicht zu, sondern ab und es ist sinnlos, den Motor aus Leistungsgründen höher zu drehen.

Die angestrebte Leistungssteigerung mittels Drehzahlerhöhung wird nur dann erreicht, wenn *gleichzeitig* der Luftliefergrad verbessert, d. h. der Ladungswechsel des Motors optimiert wird (wäre es anders, würden die Hersteller die Motoren von sich aus höher drehen lassen!). Vollkommen nutzlos ist auch die *alleinige* Anfettung des Gemisches, z. B. durch die Verwendung größerer Vergaserhauptdüsen, auch dies eine Tuningmethode, die unsinnigerweise manchmal immer noch propagiert wird. Denn der überschüssige Kraftstoff kann, wenn nicht gleichzeitig mehr Luft angesaugt wird, gar nicht verbrannt werden und damit auch keine Mehrleistung erzeugen. Einzig und allein die *Vergrößerung der angesaugten Gemischmasse* bringt also die gewünschte Mehrleistung des Motors und ist damit das eigentliche Ziel des Motorentunings. Ein weiteres Ziel ist daneben natürlich die Minimierung der innermotorischen Verluste, also im Wesentlichen die Minimierung der Motorreibung.

Eine Erhöhung der angesaugten Gemischmasse kann ganz simpel durch Hubraumvergrößerung erreicht werden, eine relativ kostengünstige Maßnahme, derer sich auch Hersteller im Zuge von Modellpflegemaßnahmen manchmal bedienen. Man kann davon ausgehen, dass eine Hubraumvergrößerung sich etwa proportional in Leistung umsetzen lässt, d. h. 10 % mehr Hubraum bringen rund 8–10 % Mehrleistung. Für den Privattuner kommt aber fast nur die Vergrößerung der Zylinderbohrung in Betracht. Wenn die Wandstärke der Zylinder groß genug ist, kann die Bohrung durch Ausdrehen um 1–2 mm im Durchmesser vergrößert werden, das ergibt bei den üblichen Bohrungsmaßen zwischen 2 und 5 % mehr Hubraum. In günstigen Fällen erzielt man dadurch sogar einen überproportionalen Leistungsgewinn, nämlich dann, wenn durch die Bohrungsvergrößerung sich die Einströmverhältnisse am Einlassventil verbessern (größerer Abstand der Ventile von der Zylinderwand). In derartigen Fällen (was man natürlich in der Regel vorher nicht weiß) lohnt sich diese Maßnahme. Ein Risiko besteht bei der Bohrungsvergrößerung darin, dass aufgrund der verringerten Wandstärke die Zylinderverformungen zunehmen (vgl. Abschn. 3.7.2 und Abb. 3.111) und es bei nicht entsprechend angepasster Kolbenkontur und abgestimmtem Laufspiel zu Kolbenfressern kommen kann. Auch kennt man in der Regel nicht die Belastungsgrenzen der im Zubehörhandel angebotenen Übermaßkolben und der Kolbenhersteller übernimmt höchstens eine Garantie für Material- und Fertigungsfehler, nicht aber für die Lebensdauer seiner Tuningkolben.

Eine Hubraumvergrößerung durch größeren Kolbenhub ist ungleich schwerer zu verwirklichen, weil man dazu eine neue Kurbelwelle braucht. Nicht nur, dass eine solche Welle durch die geringere Überdeckung (Abschn. 3.4.1 und Abb. 3.47) weniger steif wird, oft ist auch für eine derartige Welle nicht genug Platz im Kurbelgehäuse (größerer Umlaufkreis für die Welle und größere Auslenkung des Pleuels). Hat man die Möglichkeit, ein unbearbeitetes Kurbelwellenrohteil zu bekommen, könnte man daraus u. U. eine Welle mit größerem Hub herstellen, indem man innerhalb des Aufmaßes des Rohteils die Exzentrizität der Welle vergrößert und diese entsprechend bearbeitet.

Beachtet werden muss bei der Hubvergrößerung immer die geänderte Position des Kolbens im OT und UT, unter Umständen ragt nämlich der Kolben über die Zylinderlaufbahn hinaus. Durch neue, kürzere Pleuel kann man den Überstand im OT ausgleichen, falls die Laufbahn am Zylinderfuß genügend lang ist. Eine verringerte Kompressionshöhe der Kolben (vgl. Abb. 3.53) bietet einen weiteren Ausweg, allerdings ist diese bei modernen Hochleistungsmotoren normalerweise schon bis an die Grenzen minimiert. Man sieht an diesen wenigen Aspekten, welch einen großen Änderungsumfang am Motor eine einzelne Tuningmaßnahme bewirken kann. Dies war früher, als die Motoren konstruktiv weniger ausgereizt waren, nicht der Fall, weshalb Tuning wesentlich lohnender (und billiger!) als heute war.

Deutlich weniger Aufwand hinsichtlich der *Bauteile* bedeutet es, wenn man den Ladungswechsel des Motors verbessern will. Dennoch ist es auch hier heutzutage sehr schwer, noch erfolgreicher, d. h. besser als der Hersteller zu sein. Eine Chance besteht nur, wenn der Hersteller beim Serienmotor aus produktionstechnischen oder wirtschaftlichen Gründen Kompromisse bei der Ladungswechselauslegung eingehen musste. Der bauteilmäßig einfachste Weg ist, neue Nockenwellen mit geänderter Charakteristik und anderen Steuerzeiten in den Motor einzubauen. Denn wie in den Abschn. 3.2 und 4.2 gezeigt wurde, ist die gesamte Nockenwellenauslegung (Hub, Steuerzeit und Beschleunigungsverlauf) beim Serienmotor ein Kompromiss aus ausgeglichener Drehmomentencharakteristik und Höchstleistung. Will man kompromisslos eine maximale Leistung erzielen, womöglich noch bei höherer Drehzahl als beim Serienmotor, und verzichtet auf einen ordentlichen Drehmomentenverlauf bei niedrigen Drehzahlen (z. B. für den Rennbetrieb), lässt sich durch Veränderungen der Nockenwellengeometrie eine z. T. erhebliche Leistungssteigerung erreichen. Die grundsätzlichen Kriterien für derartige Nockenwellen (hohe Ventilbeschleunigung, lange Steuerzeit, großer Ventilhub, große Überschneidung) können in den angegebenen Kapiteln detailliert nachgelesen werden. Bei der Auswahl geeigneter Nockenwellen ist man allerdings auf das Angebot des Zubehörmarktes angewiesen. Eine eigene Auslegung der Nockengeometrie oder womöglich die Selbstanfertigung von Nocken (bzw. das Umschleifen vorhandener Nocken) ist Spezialisten vorbehalten und für den Privattuner heute praktisch nicht mehr sinnvoll möglich.[1] Die Güte der angebotenen Nockenwellen kann man

[1] In dem interessanten Buch von Ludwig Apfelbeck [5.1] werden Näherungsmethoden zur Nockenauslegung auf zeichnerischer Basis und sogar eine Bauanleitung für eine Vorrichtung zum Schleifen von Nocken beschrieben. Doch genügt eine derartige Auslegung und die Genauigkeit des Fertigungsverfahrens heutzutage bei weitem nicht mehr den Anforderungen, die hochdrehende Motoren an die Güte des Nockenprofils stellen.

anhand der angegebenen Daten *nicht* beurteilen (die Steuerzeit und der Hub allein sind *kein* Beurteilungs- oder Gütekriterium, sondern lediglich vage Indizien für die Nockenauslegung). Entweder man weiß aus den Erfahrungen und den Versuchen anderer, welche Mehrleistung die entsprechende Nockenwelle bringt, oder man ist auf eigene Versuche angewiesen.

Aussagefähige Versuche zur Motorabstimmung mit geänderten Nockenwellen bzw. zur Motorleistung lassen sich kaum mit Messfahrten auf der Straße (Höchstgeschwindigkeitsmessungen etc.) durchführen. Die Versuchsbedingungen (Wind, Temperatur, Luftdruck, Luftfeuchtigkeit, Fahrerhaltung, Öl- und Wassertemperatur des Motors etc.) kann man selbst auf abgesperrten Rennstrecken kaum so konstant halten, dass vergleichbare Resultate erzielt werden. Für die Durchführung derartiger Versuche benötigt man zwingend einen Motorprüfstand, ersatzweise zumindest einen guten Rollenprüfstand.

Allein der Tausch von Nockenwellen führt ohnehin nicht automatisch zu höherer Leistung. Den geänderten Steuerzeiten müssen zumeist die Saugrohrlängen angepasst werden (Abschn. 4.3) und ggf. auch noch die Abgasanlage. Wird dann tatsächlich in bestimmten Drehzahlbereichen der Luftliefergrad erhöht, muss noch das Gemisch an den größeren Luftdurchsatz angepasst werden (Eingriff in die Motorsteuerung oder ggf. Kraftstoffdruck erhöhen) und ggf. auch die Zündeinstellung korrigiert werden. Man erkennt aus dieser Aufzählung den gesamthaften Aufwand, der auch mit dem Tuning über einen Nockenwellenaustausch verbunden ist. Mit dem einfachen Auswechseln eines Bauteils ist es, auch wenn manche Tuninganleitung oder mancher Nockenwellenanbieter es anders verspricht, allein nicht getan. Erfolgversprechend sind *erprobte* Tuningkits, die neben den geänderten Nockenwellen auch detaillierte Anleitungen zu Saugrohr-, Einspritz- (Vergaser) und Zündungsanpassungen enthalten. Derartige Kits werden teilweise sogar von einigen Motorradherstellern für Renneinsätze spezieller Modelle angeboten.

Hingewiesen werden soll an dieser Stelle auf weitergehende Konsequenzen einer geänderten Nockengeometrie. In aller Regel müssen beim Einsatz anderer Nockenwellen die Ventilfedern ebenfalls ersetzt werden, auch hier ist eine an die Nocken angepasste Neuauslegung notwendig. Durch eine höhere Ventilbeschleunigung steigt die mechanische Belastung im Ventiltrieb u. U. erheblich an. Die Flächenpressungen zwischen Nocke und Betätigungselement (Tassenstößel oder Hebel) steigen, was zu erhöhtem Verschleiß oder gar zum frühzeitigen Ausfall dieser Bauteile führen kann, wenn Werkstoffgrenzen überschritten werden. Die höheren Kräfte im Ventiltrieb können bei mangelhafter Steifigkeit des Ventiltriebs auch zu elastischen Bauteilverformungen im Ventiltrieb führen, so dass das Ventil nicht mehr der vorgegebenen Nockenform folgt (u. U. war die begrenzte Ventiltriebssteifigkeit auch der Grund für die „leistungsärmere“ Serienauslegung des Herstellers). Die erhoffte Mehrleistung oder die Möglichkeit, höher zu drehen, stellt sich in diesen Fällen dann nicht ein. Im ungünstigsten Fall kommt es nach mehreren Tausend Kilometern zum Bruch von Ventiltriebsbauteilen und damit zum Motorschaden. Auch dies sind Gründe, beim Austausch der Nockenwellen nur auf bewährte Bauteile, mit denen fundierte Erfahrungen vorliegen, zurückzugreifen.

Kommen wir zur letzten Maßnahme der Liefergraderhöhung, der Entdrosselung der Ansaug- und Abgaswege. Man kann davon ausgehen, dass bei einem modernen Motor die

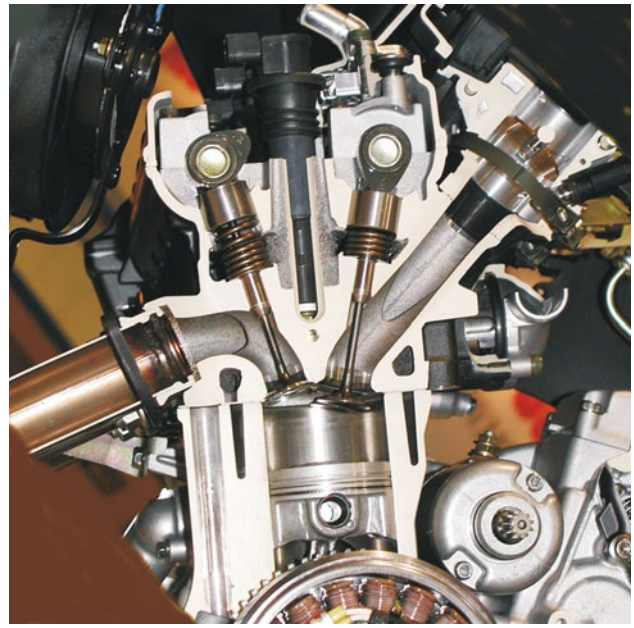


Abb. 5.1 Optimale Kanalgestaltung beim Serienmotor (YAMAHA YFZ-R1)

reine Geometrie, d. h. Länge, Maximaldurchmesser und Querschnittsverlauf der Ansaug- und Abgaskanäle bereits in der Serienausführung weitestgehend optimiert (vgl. Abschn. 3.2.3 und 3.7.3) und kaum mehr verbesserbar ist, Abb. 5.1. Wenn Abweichungen vom bestmöglichen Querschnittsverlauf vorhanden sind, liegt dies meist an konstruktiven oder produktionstechnischen Zwängen (notwendige Wandstärken, Kühlwasserräume, kein Hinterschnitt möglich, gusstechnische Vorgaben). Hier kann in Einzelfällen durchaus wirkungsvoll nachgebessert werden. Wenn im Einlass- oder Auslasskanal (was allerdings nur noch selten vorkommt) Kanten, scharfe Übergänge, Querschnittssprünge oder unsaubere Gussoberflächen vorhanden sind, lohnt es sich, diese mechanisch zu entfernen (schleifen oder biaxen) und zu egalisieren. Bei größerem Materialabtrag muss man allerdings sicher sein, dass nach der Bearbeitung noch genügend Wandstärke übrigbleibt. Ein Durchbruch zu Wasser- oder Ölräumen im Zylinderkopf lässt sich nachträglich nicht mehr zuverlässig reparieren und abdichten. Der Zylinderkopf ist dann unweigerlich schrottreif!

Problematisch ist es auch, detaillierte Empfehlungen für den Querschnittsverlauf im Einlass- oder Auslasskanal zu geben. Einmal abgesehen davon, dass die dünnen Wandstärken größere nachträgliche Modifikationen ohnehin nicht erlauben, zeigen Strömungsversuche widersprüchliche Ergebnisse. Die Erhöhung des Gasdurchsatzes durch eine Aufweitung des Einlasskanals an der Ventilführung oder vor dem Ventilsitz, wie sie manchmal empfohlen wird, kann nicht unbedingt bestätigt werden. Selbst eine messbare Verbesserung der Durchflusszahl eines Einlasskanals auf dem Strömungsprüfstand führt nicht zwangsläufig zu einer messbaren Leistungserhöhung des Motors. Die dynamischen Strömungseffekte im realen Motorbetrieb sind für die Motorleistung dominant, so dass sich eine geringfügige Verbesserung der Strömungsgüte im Kanal nicht auswirkt. Daher lohnt es sich

auch nicht, in aufwändiger Handarbeit die Einlasskanäle zu polieren. Eine Egalisierung und Glättung der fühlbaren Rauigkeit reicht hier vollkommen aus. Das Polieren kann in Einzelfällen höchstens störende Nebeneffekte, wie das Niederschlagen von Kraftstofftröpfchen aus dem Gemischstrom, minimieren. Im Auslasskanal sind aufwändige Glättungsoperationen noch wirkungsloser als im Einlasskanal. Hier genügt als einzige Maßnahme die Beseitigung von eventuellen Störkanten.

Die Ventilgröße muss nur dann verändert werden, wenn der Luftmassenstrom durch das Zusammenwirken aller Tuningmaßnahmen wesentlich anwächst und wenn der freie Ventilquerschnitt bei maximalem Ventilhub eine ausgeprägte Engstelle im Einlasskanal darstellt. Es genügt in der Regel eine Vergrößerung des Ventiltellerdurchmessers um 0,5–1 mm, dennoch muss dann auch der Ventilsitzring vergrößert werden. Die Herstellung der Passbohrung im Zylinderkopf für den neuen Ventilsitzring erfordert eine Präzisionsbearbeitung. Es muss darauf geachtet werden, dass in der Umgebung des Sitzrings ausreichend Material vorhanden ist, um bei dem notwendigen Übermaß des Sitzringes eine genügende Pressung aufrechtzuerhalten.

Bezüglich der vorstehenden Maßnahmen wie auch der weiteren Entdrosselung der Ansaug- und Abgaswege durch Entfernen von Luftfiltern oder Schalldämpfereinsätzen muss angemerkt werden, dass dies bei Betrieb des Fahrzeugs im öffentlichen Straßenverkehr illegal ist. Es wird in aller Regel nicht nur die Geräuschemission über das gesetzliche Limit hinaus erhöht, auch die Abgasemissionen können sich ändern (Gemischbeeinflussung, Änderung des Restgasgehaltes, Beeinflussung der Nachreaktionen im Auspuff). Davon abgesehen führen derartige Veränderungen in vielen Fällen gar nicht zu der gewünschten Leistungserhöhung, oder nur zu einer Leistungsanhebung in einem schmalen Drehzahlbereich mit Leistungseinbrüchen in anderen Drehzahlregionen (die subjektiv empfundene Leistungssteigerung hat viel mit der psychologischen Wirkung der größeren Lautstärke zu tun). Der Grund für Leistungseinbrüche ist, dass die sorgfältig abgestimmten dynamischen Strömungseffekte sehr sensibel auf Veränderungen im Saug- und Abgastrakt reagieren. Wenn man die Vergleichstests mit Nachrüst-Schalldämpferanlagen in den Motorradzeitschriften aufmerksam liest, findet man diese Erkenntnis immer wieder bestätigt. Es steigern bis auf wenige erfreuliche Ausnahmen meist nur diejenigen Auspuffanlagen die Leistung, die im Geräuschniveau über den gesetzlichen Limits liegen. Auch hier gilt, dass Verbesserungen nur mit aufwändigen Prüfstandsversuchen und einer Einzelabstimmung auf die jeweiligen Gegebenheiten des Motors erzielbar sind. Einzig diesem Aufwand verdanken getunte Rennmotorräder ihre Mehrleistung gegenüber den Serienmaschinen.

Eine noch nicht betrachtete Möglichkeit zur Leistungserhöhung liegt in der Anhebung des Verdichtungsverhältnisses. Höhere Verdichtung führt zu einer Wirkungsgradsteigerung und zu höheren Drücken bei der Verbrennung, wodurch die Leistung ansteigt. Die Verdichtung kann erhöht werden entweder durch Abfräsen des Zylinderkopfes oder durch Einbau von Kolben mit größerer Kompressionshöhe. Beides birgt gewisse Risiken, denn es muss geprüft werden, ob ein ausreichender Freigang für die Ventile während der Überschneidung vorhanden ist. Der Freigang muss nicht nur im Überschneidungs-OT geprüft werden, sondern auch in einem Winkelbereich von 10–20° Kurbelwinkel vor und nach dem

OT. Denn durch die Ventilhubkurven (vgl. Abb. 3.8) liegt der Kollisionspunkt in diesem Winkelbereich. Besonders wichtig wird die Freigangsprüfung für die Ventile, wenn zusätzlich zur Verdichtungserhöhung noch die Nockenwellen gegen solche mit größerem Ventilhub getauscht werden. Sehr wichtig ist bei Verdichtungserhöhung die Überprüfung der Zündeinstellung. Mit Zunahme der Verdichtung steigt die Gefahr irregulärer Verbrennungen („Klingeln“, siehe Abschn. 3.4.3).

Zur Erhöhung der Nutzleistung des Motors trägt selbstverständlich auch bei, die Motorverluste, d. h. die innere Reibung, zu verringern. Den größten einzelnen Reibanteil liefert der Kolben mit seinen Ringen. Als Tuningmaßnahme für die Rennstrecke unter Umständen geeignet ist die Verringerung der Kolbenringspannung und ggf. die Verwendung neuer Kolben mit nur einem Kompressionsring. Die übliche Bestückung von Serienkolben mit zwei Kompressionsringen erfolgt meist zur Ölverbrauchsreduzierung. Spielt der Ölverbrauch keine Rolle, könnte ggf. auf den zweiten Ring verzichtet werden. Es müssen aber immer neue speziell angefertigte Kolben verwendet werden, die simple Entfernung des zweiten Kolbenrings ist nicht zielführend und verkehrt die Maßnahme ins Gegenteil! Bei einer Reduzierung der Kolbenringspannung (spezielle neue Kolbenringe) sind Versuche zur Abstimmung notwendig. Die Abdichtung kann unzureichend werden und je nach Zylinderverformung im Betrieb kann neben dem Ölverbrauch auch die Durchblasemenge (blow-by) erheblich ansteigen. Das gibt dann Probleme mit der Kurbelgehäuseentlüftung. Der Leistungsgewinn durch diese Maßnahmen am Kolben dürfte in etwa bei 1 kW liegen.

Eine Reibungsminimierung an anderen Bauteilen ist nachträglich kaum mehr zu verwirklichen. Die Verhältnisse an den Gleitlagern sind z. B. so diffizil, dass von Manipulationen an diesen Stellen abzuraten ist. Natürlich verringert eine Reduzierung der Lagerbreite (schmalere Lagerschalen) die Lagerreibung, doch steht der Gewinn an Leistung (deutlich kleiner als 0,3 kW) in keinem Verhältnis zum Risiko eines Lagerschadens. Eher lohnend scheint es, die Ventilationsverluste der Kurbelwelle zu verringern. Eine aerodynamisch günstigere Gestaltung der Gegengewichte (Abrunden, Kanten entfernen, konisch schleifen) senkt die „Luftreibung“ der drehenden Welle im Kurbelgehäuse und kann im oberen Drehzahlbereich die Verlustleistung spürbar senken, was einen direkten Gewinn an Nutzleistung darstellt. Auch hier sind im Einzelfall Versuche erforderlich oder es muss auf die Erfahrung anderer zurückgegriffen werden.

Für ein ernsthaftes Motorentuning wird man keine Einzelmaßnahmen umsetzen, sondern bemüht sein, alle Maßnahmen anzuwenden. Wie bereits erwähnt, schöpfen natürlich die Hersteller bei der Serienabstimmung ihrer Motoren die gebotenen technischen Möglichkeiten in der Regel voll aus, so dass Spielraum für Tuning nur dort verbleibt, wo die Kosten, produktionstechnische Gründe oder aber auch Serienanforderungen wie Zuverlässigkeit und Verschleißsicherheit die Auslegung des Motors auf ein Leistungsmaximum verhindern. Gemäß der Leistungsdefinition als Produkt aus Drehmoment und Drehzahl (Gl. 5.1) ist es selbstverständliches Ziel aller o. a. Tuningmaßnahmen, den Liefergrad nicht nur generell zu verbessern, sondern das Maximum zu höheren Drehzahlen zu verlagern. Damit ist der zweite Schritt des Tunings definiert, die Anhebung der Drehzahlgrenze des Motors.

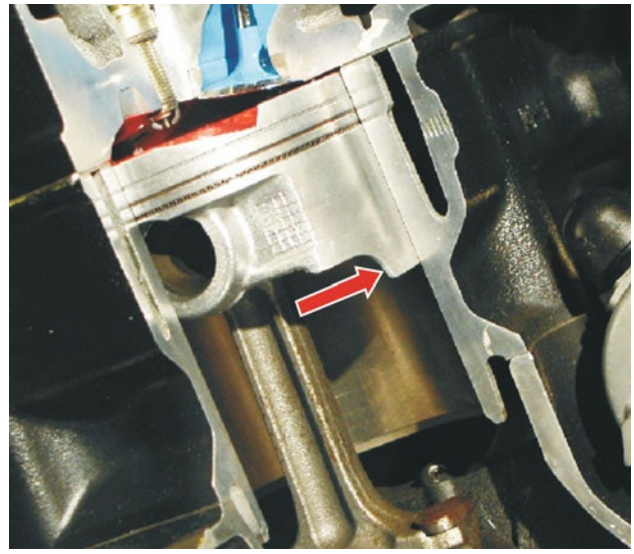


Abb. 5.2 Mögliche Gewichtserleichterung am Kolben

In den meisten Fällen führen die Maßnahmen zur Liefergraderhöhung fast automatisch dazu, dass der Motor höhere Drehzahlen erreicht. Es ergibt sich aber das Problem, dass höhere Drehzahlen zu höheren Massenkräften führen und es dadurch zu einer mechanischen Überlastung von Bauteilen kommt. Daher müssen bei einer Drehzahlanhebung in vielen Fällen die Massen der bewegten Bauteile des Motors verringert werden. Betroffen sind davon die Kolben, die Pleuel und Ventiltriebsteile, also Ventile, Ventilfedern und Federteller, sowie Betätigungshebel bzw. Tassenstößel. Da gleichzeitig die Steifigkeit der Teile nicht kleiner werden darf, ist die Gewichtserleichterung eine schwierige Aufgabe. Klammert man eine Neuanfertigung von Bauteilen aus leichteren (und teureren) Werkstoffen (z. B. Titan statt Stahl) bzw. eine Neugestaltung dieser Bauteile zunächst aus, bleibt als konventionelle Tuningmaßnahme die nachträgliche Bearbeitung der vorhandenen Bauteile. Dabei gilt der Grundsatz, dass an allen Stellen der Bauteile, die nicht im Kraftfluss liegen und die keine unmittelbare Funktion erfüllen, problemlos Material weggenommen werden darf.

Beim Kolben sind dies z. B. der untere Teil des Kolbenschafts, Abb. 5.2, der ohne direkte Funktionseinbuße gekürzt werden kann. Die Gewichtsreduzierung fällt allerdings bei modernen Kastenkolben sehr gering aus, weil die Wandstärke des Leichtmetalls hier in der Größenordnung von 2 mm liegt.

Durch Kürzung des Kolbenschafts wird die Kippbewegung des Kolbens und damit sein Laufgeräusch größer (vgl. Abb. 3.95). Im Extremfall führt ein verstärktes Kolbenkippen, zusammen mit einer höheren Gesamtbelastung des Kolbens, zu einer Erhöhung der Fressgefahr. Eine größere Massenreduktion ergibt sich durch das konische Ausdrehen des Kolbenbolzens (vgl. Abb. 3.93), das allerdings bei modernen Motoren bereits serienmäßig durchgeführt wird. Inwieweit die Ausdrehung noch vergrößert werden kann, ist schwer

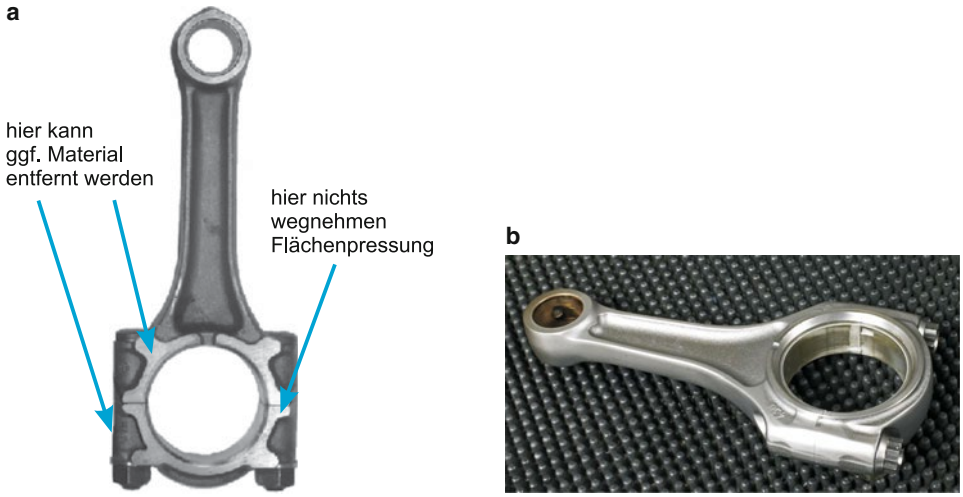


Abb. 5.3 Gewichtserleichterung und Nacharbeit an Pleueln

vorherzusagen. Die Bruchgefahr für den Kolbenbolzen im Betrieb steigt durch eine solche Maßnahme erheblich, denn der Kolbenbolzen gehört zu den hochbeanspruchten Motorbauteilen. Generell gilt, dass die Kolben von heutigen Hochleistungs-Serienmotoren gewichtsmäßig bereits soweit optimiert sind, dass eine nachträgliche Gewichtserleichterung mit hohen Risiken für die Haltbarkeit verbunden ist. Wie weit heute bei Serienmotorrädern der Leichtbau an den Kolben getrieben wird, zeigt das Beispiel des Kolbens der Yamaha WR400F, Abb. 3.141. Zwar handelt es sich bei dieser reinrassigen Sport-Enduro eigentlich um ein Motorrad für den Wettbewerbseinsatz, aber sie wird serienmäßig hergestellt und ist zulassungsfähig.

Bei geschmiedeten Pleueln können die Außenflächen im unteren Augenbereich bearbeitet werden, Abb. 5.3. Überstehende Stege oder Materialüberstände, die aus der Formgebung und dem Schmiedeprozess herrühren, können ohne Einbußen an Festigkeit und Dauerhaltbarkeit entfernt werden. Aufpassen muss man allerdings, dass durch den Materialabtrag nicht an Übergängen scharfe Kanten (Kerbwirkung) entstehen. Eine Kerbwirkung kann auch bereits durch Schleifriefen entstehen, so dass ein Polieren der bearbeiteten Flächen ratsam ist.

Risikoreich ist jede Veränderung im Schaftbereich, am oberen Pleuelauge oder an den Übergängen zwischen Schaft und den beiden Pleuelaugen. Hier treten hohe Spannungen auf, und solange man die Auslegungs- und Belastungsgrenzen des Pleuels nicht im Detail kennt, besteht bei einer mechanischen Bearbeitung und Materialwegnahme immer die Gefahr einer unzulässigen Schwächung des Pleuels, die im Betrieb zum Bruch führen kann. Völlig tabu ist auch eine Gewichtserleichterung an den Pleuelschrauben. Allenfalls die Muttern (so vorhanden) könnten an den Ecken leicht angefasst werden, doch ist die Gewichtsersparnis im Verhältnis zum Risiko unbedeutend. Wird der Pleuelschaft dennoch



Abb. 5.4 Polierte Pleuel

bearbeitet, muss dieser nachträglich poliert werden, um Spannungsüberhöhungen durch Kerbwirkung zu vermeiden, Abb. 5.4.

Noch besser ist ein Festigkeitsstrahlen (Kugelstrahlen), mit dem Druckvorspannungen in der Materialoberfläche aufgebaut werden, wodurch die Dauerfestigkeit des Pleuels gesteigert werden kann. Eine elegante und hinreichend sichere (aber auch sehr teure) Tuningmaßnahme ist das Ersetzen aller Serienpleuel durch solche aus Titan. Für verschiedene Sportmotoren werden Titanpleuel angeboten. Stammen diese von einem renommierten Hersteller, kann man davon ausgehen, dass die Pleuel genügend erprobt wurden und kein besonderes Bruchrisiko besteht.

Eine Gewichtserleichterung der Kurbelwelle ist aus Drehzahlgründen direkt nicht notwendig. Sie wird aber häufig durchgeführt, weil die Drehmasse (das Massenträgheitsmoment) reduziert wird. Je geringer diese ist, desto geringer wird der rotatorische Beschleunigungswiderstand des Fahrzeugs (vgl. auch Abschn. 2.2.2), was in der Praxis bedeutet, dass der Motor schneller hoch dreht, also „besser am Gas hängt“ und das gesamte Fahrzeug besser beschleunigt. Aus dem gleichen Grund werden auch Gewichtserleichterungen an der Kupplung durchgeführt, Getriebewellen hohlgebohrt oder auch Lichtmaschinen für Rennzwecke entfernt, weil all diese Drehmassen zusätzlich beschleunigt werden müssen, was „Leistung kostet“. Zusätzlich senkt die Massenreduktion all dieser Bauteile natürlich auch das Motorgewicht und damit das Gesamtgewicht des Fahrzeugs.

Die prinzipiellen Möglichkeiten für eine festigkeitsmäßig unschädliche Gewichtsreduzierung von Kurbelwellen wurden bereits im Abschn. 3.7.1 anhand Abb. 3.81 aufgezeigt. Für Rennzwecke können bei Vierzylinderreihenmotoren die Gegengewichte an der Kurbelwelle auch völlig entfernt werden, was u. U. eine Gewichtserleichterung von mehr als 1 kg bringt. Der äußere Massenausgleich ändert sich dabei aufgrund des symmetrischen Aufbaus der Welle nicht (gilt bei anderen Motoren nicht unbedingt, vgl. Abschn. 3.5.2 und 3.5.3). Nachteilig ist aber die größere Lagerbelastung, weil zwar die Welle als Ganzes ausgewuchtet bleibt, aber jeweils zwischen benachbarten Hauptlagern stark unwuchtig wird und innere Biegemomente entstehen. Die Dauerhaltbarkeit der Hauptlager wird also durch das Ent-

fernen der Gegengewichte stark beeinträchtigt, was für Rennmotoren keine Rolle spielt, für Serienmotoren aber nicht akzeptabel ist.

Gewichtserleichterungen im Ventiltrieb haben im Wesentlichen funktionale Gründe. Die Drehzahlgrenze des Ventiltriebs ist durch die auftretenden Massenkräfte am Ventil und die Haltekräfte, die Ventilfeder aufbringen kann, vorgegeben. Im Abschn. 3.2.2 wurden die Zusammenhänge erläutert und anhand von Abb. 3.14 gezeigt, dass die Drehzahlreserven des Ventiltriebs bei Serienmotoren in der Regel relativ gering sind. Um Nockenwellen mit höherer Beschleunigung einsetzen zu können, was die Massenkräfte erhöht, müssen als Gegenmaßnahme die bewegten Massen im Ventiltrieb reduziert werden, aber ohne dass die Bauteile an Steifigkeit verlieren. Auch hier ist es heute Tatsache, dass die Ventiltriebsbauteile der meisten Hochleistungsmotoren weitgehend ausgereizt sind, sonst wären die Nenndrehzahlen der Serienmotoren von z. T. über 13.000 U/min nicht erreichbar. Bei Ventiltrieben mit Tassenstößeln kommt ggf. eine Kürzung der Tassen infrage. Dies erhöht zwar deren Kippneigung, wodurch die Stößelbohrung schneller verschleißt, mindert aber ansonsten weder Festigkeit noch Steifigkeit. Ob ein weiteres Ausdrehen der Innenbohrung der Stößel oder ein Abdrehen des Tassenbodens zu verantworten ist, muss im Einzelfall entschieden werden. Die Dicke des Stößelbodens bestimmt immerhin die Steifigkeit, so dass hier größte Vorsicht geboten ist.

An Schlepp- oder Kipphebeln ist es noch schwerer zu beurteilen, ob man Material abtragen darf, weil man den genauen Spannungsverlauf im Hebel nicht kennt. Deutlich Gewicht lässt sich aber sparen, wenn die Einstellschrauben für das Ventilspiel so angeordnet sind, dass sie mitbewegt werden. Ein Hohlbohren der Einstellschraube (falls nicht schon serienmäßig) ist zulässig, die Kontermutter kann bearbeitet werden, ebenso können Einstellschraube und Kontermutter durch Bauteile aus Titan ersetzt werden. Beim Ventiltrieb zählt jedes Gramm an Gewichtsreduzierung, so dass hier auch kleine Maßnahmen hilfreich sind.

Das meiste Gewicht lässt sich am Ventil sparen. Die früher gängige (und preiswerte) Maßnahme, der Ersatz der Ventile durch solche mit dünnerem Schaft, ist heute, wo Schaftdurchmesser von 5 mm oder gar 4 mm Serienstand sind, nicht mehr möglich. So kommt nur der Einsatz von (teuren) Titanventilen (vorzugsweise für den Einlass) in Frage, wodurch sich allerdings das Ventilgewicht um rund 40 % reduzieren lässt, Abb. 5.5.

Allerdings müssen bei Titanventilen die Ventilsitzringe gegen solche aus einem anderen Werkstoff ausgetauscht werden. Die früher gebräuchlichen Beryllium-Bronzelegierungen sind wegen der hohen Giftigkeit von Beryllium äußerst problematisch! Teile aus Beryllium dürfen nur unter besonderen Vorsichts- und Schutzmaßnahmen bearbeitet werde. Selbst geringste Mengen von Staub oder Bearbeitungsrückständen, die in den Körper gelangen (Einatmen von Staubpartikeln), können schwerste, irreversible Gesundheitsschäden hervorrufen! Werkstätten ohne entsprechende (von der Berufsgenossenschaft zugelassene) Schutzeinrichtungen dürfen mit diesem Werkstoff also keinesfalls umgehen!

Bei allen Maßnahmen am Ventiltrieb darf aber nicht vergessen werden, dass die Steifigkeit der Bauteile die wichtigste Voraussetzung für erfolgreiches Tuning an dieser Stelle ist. Stellt sich der erwünschte Tuningerfolg nicht ein, muss die Gesamtkonstruktion des Ventil-

Abb. 5.5 Titanventil



triebs näher untersucht werden. Der steifste Tassenstößel z. B. nützt nicht viel, wenn sich bei hohen Drehzahlen die Nockenwelle in ihren Lagern durchbiegt und so den Ventilkräften ausweicht. Eine Steifigkeitserhöhung der Nockenwellenlagerdeckel durch eine komplette Neuanfertigung könnte hier zwar helfen, dürfte aber in den meisten Fällen nicht praktisch machbar sein. Möglicherweise müssen auch Nockenwellen mit größerem Gesamtdurchmesser eingebaut werden, wenn die Platzverhältnisse im Zylinderkopf dies zulassen und eine Nacharbeit der Nockenwellen-Lagergasse möglich ist.

Es ist deutlich geworden und sei an dieser Stelle wiederholt, dass die Tuningmöglichkeiten bei dem heutigen Stand der Großserientechnik insgesamt gering geworden sind. Moderne Hochleistungsmotoren sind, wie an anderer Stelle schon angemerkt, auf einem Leistungsniveau, wie es vor weniger als 10 Jahren nur bei reinrassigen Superbike-Rennmotorrädern zu finden war und soweit ausgeklügelt, dass es selbst für professionelle Tuner nur noch wenige Möglichkeiten für eine deutliche Verbesserung gibt, und dann das Tuning einen immensen Aufwand erfordert. Das gilt zumindest, solange die gesetzlichen Vorgaben für Geräusch- und Abgasemissionen eingehalten werden und die Alltagstauglichkeit erhalten bleiben soll.

Lohnend sind für Privatleute mit handwerklichem Geschick und entsprechender Werkstattausstattung Detailverbesserungen und Feintuning. Dazu gehört die Verfeinerung und Perfektionierung von Bauteilen, die in einer Serienfertigung aus Kostengründen so nicht möglich ist. Zwischen den Pleueln in einem Motor gibt es in der Serie z. B. Gewichtsunterschiede von einigen Gramm. Wenn man hier durch Nacharbeit und Auswiegen die Gewichte angleicht, erhöht sich die Laufruhe des Motors. Für die Bearbeitung der Pleuel gelten die oben angeführten Regeln. Eine Gewichtsangleichung kann auch an den Kolben vorgenommen werden. Die Auswuchtung der Kurbelwelle ist in der Serie ebenfalls mit gewissen Toleranzen behaftet. Ein Feinwuchten der Kurbelwelle, das Spezialbetriebe durchführen, verbessert ebenfalls das Laufverhalten des Motors (nicht aber die Leistung).

Auch die Brennräume und Einlasskanäle der Motoren sind manchmal nicht genau volumengleich. Durch sorgfältiges „Auslitern“ können Volumenunterschiede ermittelt werden

und durch entsprechende Nacharbeit (biaxen) angeglichen werden. Die Füllung der Zylinder und der Verbrennungsablauf werden durch diese Maßnahmen untereinander gleichmäßiger, auch dies trägt zu einem geschmeidigeren Motorlauf bei. Allerdings sind mittlerweile die Serientoleranzen bei den Hochleistungsmotoren so klein, dass auch hier kaum noch etwas zu verbessern ist. Inwieweit daher sich all die Maßnahmen tatsächlich deutlich spürbar auswirken, muss im Einzelfall beurteilt werden.

> Es wird an dieser Stelle auch ausdrücklich darauf hingewiesen, dass der Autor keine Gewähr für die Wirksamkeit oder auch die Unschädlichkeit der dargestellten Maßnahmen übernehmen kann. Die Risiken bezüglich Tuningmaßnahmen liegen allein beim Ausführenden.

Als Letztes sei vor „Wundermitteln“ auf dem Tuningsektor gewarnt. Leistung wird ausschließlich erzeugt, indem eine Gemischmasse mit einer bestimmten Frequenz verbrannt wird. Daraus ergibt sich, dass Zusatzgeräte wie „Zündverstärker“, „Spezialzündkerzen“ und Ähnliches schlichtweg Unsinn sind und keinerlei Mehrleistung bewirken können. Aus dem Mechanismus der Verbrennung (vgl. Abschn. 3.4) ergibt sich, dass nach Einleitung der Entflammung die Zündkerze bzw. der Zündfunken keinerlei Rolle mehr für den Verbrennungsablauf spielt. Somit ist eine Leistungssteigerung durch eine „Funkenverstärkung“ physikalisch gar nicht möglich. In Einzelfällen mag bei Motoren mit ungünstiger oder fehlerhafter Gemischaufbereitung und schlechter Entflammung eine gewisse Verbesserung im Laufverhalten eintreten, aber eine Leistungssteigerung bei Hochleistungsmotoren ist praktisch ausgeschlossen. Etwas anders sind die Verhältnisse bei der Doppelzündung mit zwei Zündkerzen. Deren nachträglicher Einbau verkürzt bei großvolumigen Ein- und Zweizylindermotoren die langen Flammwege. Damit wird es möglich, in kritischen Kennfeldbereichen leistungsoptimale Zündwinkel einzustellen (Abschn. 3.4). Ohne diese Maßnahme müssen wegen der Gefahr des Klingelns manchmal (späte) Sicherheitszündwinkel eingestellt werden, bei denen es zu Leistungseinbußen kommt. Insofern können Doppelzündanlagen hier eine Leistungssteigerung bewirken.

Das Chiptuning bringt aus den vorgenannten Gründen trotz Versprechungen in der Werbung meistens auch keine Mehrleistung. Es hat nur dann einen positiven Leistungseinfluss, wenn der Motorrad-Hersteller aus irgendwelchen Gründen die Höchstdrehzahl künstlich begrenzt hat und diese durch Eingriffe in die Motorsteuerung aufgehoben wird. Voraussetzung ist aber, dass bei den dann möglichen höheren Drehzahlen kein zu großer Liefergradabfall eintritt. Die andere Einflussmöglichkeit ist der Zündwinkel. Auch hier gilt, dass es nur dann einen positiven Leistungseffekt gibt, wenn der Hersteller absichtlich nicht den optimalen Zündwinkel gewählt hat. Es bleibt dann immer noch die Frage nach den Gründen für eine derartige Auslegung seitens des Herstellers. Meist ist es eine Klopfneigung des Motors in bestimmten Kennfeldbereichen. Eine Zündzeitpunktveränderung stellt in diesen Fällen ein erhebliches Risiko für schwere Motorschäden dar.

Es würde an dieser Stelle zu weit führen, weitere Aspekte des Tunings zu behandeln. Es mag der Hinweis genügen, dass bei getunten Motoren neben der „Leistungssuche“, Drehzahlsteigerung und Gewichtserleichterung weitere Untersuchungen und Modifikationen notwendig werden, um die Zuverlässigkeit des Motors zu erhalten. So muss ggf. die Kühlung dem größeren Wärmeanfall angepasst werden, die Zündungs- und Gemisch-

abstimmung muss überarbeitet werden und der Zündkerzenwärmewert angepasst. Der Ölkreislauf muss möglicherweise geändert werden, mindestens durch Vergrößerung der Ölmenge (größere Ölwanne), Einbau bzw. Vergrößerung eines Ölkühlers, ggf. durch eine größere Ölpumpe, zusätzliche Schmierstoffversorgungen, eine Ölspritzkühlung der Kolbenböden usw. Insgesamt ergibt sich ein beträchtlicher zeitlicher, finanzieller und gerätetechnischer Aufwand, der leicht den Kaufpreis eines neuen Motorrades übersteigen kann.

Kupplung, Schaltgetriebe und Radantrieb

6

Jürgen Stoffregen

Die Leistung von Verbrennungsmotoren kann nicht direkt auf das Hinterrad übertragen werden. Das liegt daran, dass ein verwertbares Drehmoment erst ab einer bestimmten Drehzahl abgegeben wird und darüber hinaus das Drehmoment des Motors (M_{Angebot}) zum Anfahren und für das Befahren von Steigungen (Bedarfsdrehmoment M_{Bed}, vgl. auch Kap. 2) nicht ausreicht, Abb. 6.1. Drehmoment und Drehzahl des Motors müssen daher mittels geeigneter Übersetzungen an die Fahrwiderstände und den gewünschten Geschwindigkeitsbereich des Fahrzeugs angepasst werden. Diese Aufgaben übernehmen beim Motorrad das Schaltgetriebe und der Radantrieb. Zusätzlich ist eine Kupplung erforderlich, die eine Drehzahlangleichung zwischen Motor und Getriebe beim Anfahren bewirkt und für die notwendige Unterbrechung des Kraftflusses beim Schalten sorgt.

6.1 Kupplung

Die Drehzahlanpassung durch die Kupplung beim Anfahrvorgang soll genauer betrachtet werden. Zum Anfahren aus dem Stillstand (Raddrehzahl bzw. Geschwindigkeit = 0) wird ein Drehmoment am Hinterrad benötigt, um die Massenträgheit und den Rollwiderstand (ggf. auch noch einen Steigungswiderstand) zu überwinden, vgl. Kap. 2. Dieses Drehmoment kann der Motor unmittelbar aber nicht zur Verfügung stellen, denn ein Verbrennungsmotor gibt ein nutzbares Drehmoment erst oberhalb seiner Leerlaufdrehzahl ab. Für die meisten Motorradmotoren liegt die Grenzdrehzahl der Nutzmomentabgabe bei ca. 1500 U/min (Mindestanfahrdrehzahl). Darunter reicht die erzeugte Energie des Motors nur noch aus, um seine innere Reibung zu überwinden. Weitere Belastungen oder ein deutliches Absinken der Leerlaufdrehzahl führt zum abrupten Stehenbleiben des Motors.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2018
J. Stoffregen, *Motorradtechnik*, ATZ/MTZ-Fachbuch
https://doi.org/10.1007/978-3-658-07446-3_6

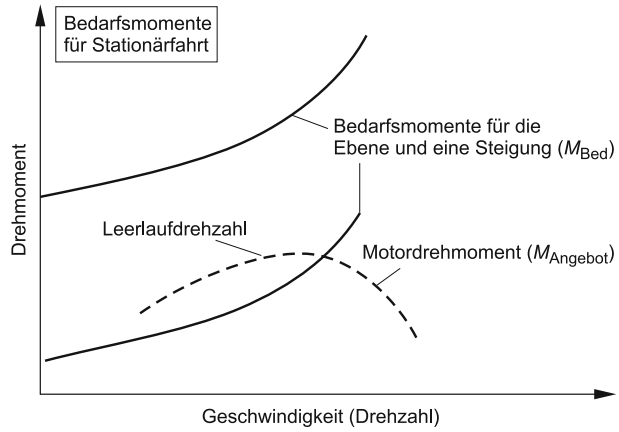


Abb. 6.1 Motormoment und Momentenbedarf des Motorrades

Die Spanne zwischen Drehzahl und Mindestanfahrdrehzahl muss also überbrückt werden und dabei zugleich ein Drehmoment auf das Hinterrad übertragen werden. Diese Aufgabe eines *Drehzahlwandlers* übernimmt die Kupplung. Den Prinzipaufbau einer Reibungskupplung, wie sie in praktisch allen Motorrädern verwendet wird, zeigt Abb. 6.2.

In einem topfförmigen Gehäuse, das fest mit der Kurbelwelle verbunden ist und meist als Schwungrad ausgebildet wird, presst eine starke Feder eine Kupplungsscheibe gegen einen Druckring. Dieser Druckring ist, meist mittels einer Verschraubung, fest mit dem Gehäuse verbunden. Die Kupplungsscheibe trägt einen verschleißfesten Reibbelag und ist axial verschieblich. Ihre Nabe ist innenverzahnt (Keilnuten- oder Vielzahnprofil), so dass über eine entsprechende Außenverzahnung der Getriebeeingangswelle Form- und Kraftschluss zum Getriebe hergestellt wird. Im eingekuppelten Zustand (rechts im Bild) geht der Kraftfluss von der Kurbelwelle über das Kupplungsgehäuse zur Kupplungsscheibe und von dort zur Getriebeeingangswelle. Am Reibbelag wird das Motordrehmoment allein über die Reibkräfte übertragen.

Im ausgekuppelten Zustand wird die Feder durch einen entsprechenden Betätigungsmechanismus von außen zusammengedrückt, so dass die Kupplungsscheibe nicht mehr gegen den Druckring und das Gehäuse gepresst wird (links im Bild). Sie ist jetzt nur noch mit der Getriebeeingangswelle verbunden, kann aber im Kupplungsgehäuse frei drehen. Der Kraftfluss ist damit unterbrochen, so dass das Getriebe geschaltet werden kann.

Zum Anfahren wird die Kupplung gefühlvoll eingerückt. Dabei stellt sich ein Übergangsbereich ein, bei dem die Feder den Reibbelag zunehmend stärker an die Druckplatte presst, gleichzeitig aber noch eine Relativbewegung mit großen Drehzahlunterschieden zwischen Reibbelag und Druckring bzw. Kupplungsgehäuse stattfindet (die Kupplung schleift). Der Motor und damit das Kupplungsgehäuse drehen anfangs mit einer Drehzahl oberhalb der Anfahrdrehzahl (beispielsweise 2000 U/min) und der Motor kann ein Drehmoment abgegeben. Ein Teilmoment wird entsprechend der aktuellen Anpresskraft der Federn auf die zunächst noch stillstehende Kupplungsscheibe übertragen. Diese wird infolge der Reibkräfte mitgenommen und beschleunigt, so dass sich das Fahrzeug in Be-

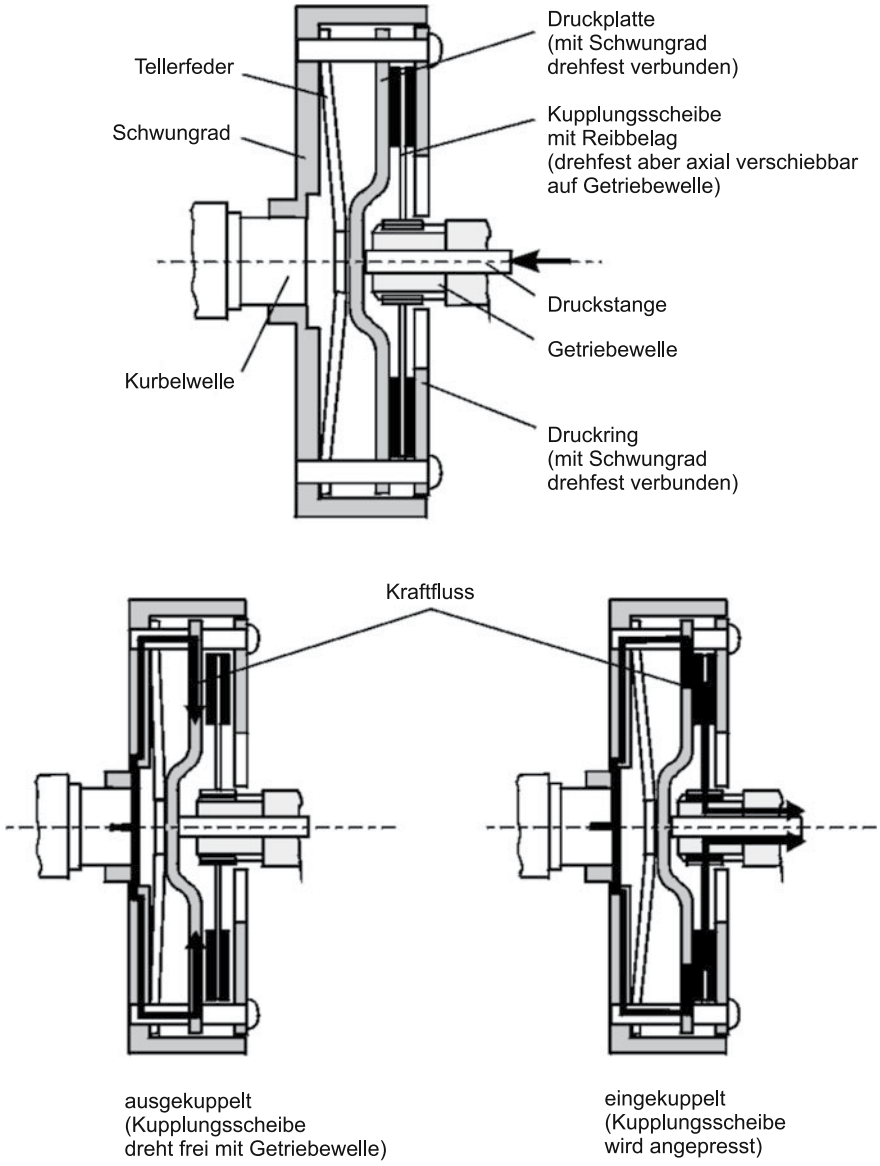


Abb. 6.2 Prinzipieller Aufbau und Funktionsweise einer Reibungskupplung

wegung setzt. Aufgrund der Belastung sinkt zunächst die Motordrehzahl, was durch Gasgeben ausgeglichen wird. Gleichzeitig wird die Kupplung immer weiter eingerückt, wodurch das übertragene Drehmoment ansteigt. Dabei gleichen sich die Drehzahldifferenzen von Motor/Kupplungsgehäuse und Kupplungsscheibe/Getriebeeingangswelle immer weiter an, bis im vollständig eingekuppelten Zustand beide gleich schnell drehen. Der volle

Reib- bzw. Kraftschluss ist damit hergestellt. Der gleiche Mechanismus der Drehzahlangleichung findet beim Wiedereinkuppeln nach dem Gangwechsel statt, nur entsprechend schneller, weil die Drehzahldifferenzen kleiner sind.

Der Mechanismus der Drehzahlanpassung über das Schleifenlassen der Kupplung erzeugt Reibungswärme. Dies muss von den Kupplungsbauteilen aufgenommen werden, was bei der konstruktiven Auslegung der Kupplungsbauteile berücksichtigt werden muss. Die gespeicherte Wärme wird erst nach dem Anfahrvorgang an die Umgebung abgegeben. Bei mehrmaligem Anfahren (Vollgasbeschleunigungen) kurz hintereinander wird die Kupplung daher sehr stark beansprucht und kann u. U. beschädigt werden (Verzug, Verbrennen des Belags).

Die Größe der an der Kupplung übertragbaren Kräfte hängt von der Anpresskraft der Federn und vom Reibwert des Kupplungsbelages ab:

$$F_{\text{reib}} = F_{\text{F}} \cdot \mu_{\text{k}} \tag{6.1}$$

F_{reib} Übertragbare Reibkraft [N]
F_{F} Anpresskraft der Kupplungsfeder(n) [N]
μ_{k} Reibbeiwert des Kupplungsbelags [–]

Für das übertragbare Drehmoment spielt der Kupplungsdurchmesser eine wichtige Rolle, so dass die Formel zur Berechnung des Kupplungsmomentes lautet:

$$M_{\text{k}} = F_{\text{F}} \cdot \mu_{\text{k}} \cdot r_{\text{m}} \tag{6.2}$$

r_{m} mittlere Reibradius des Belags [m]

In der Praxis muss noch die Drehmomentüberhöhung, die sich aufgrund der Ungleichförmigkeit des Motors einstellt, berücksichtigt werden und bei Mehrscheibenkupplungen (siehe unten) die Anzahl der Reibpaarungen.

Als Kupplungsbauart werden bei Motorrädern die beiden Grundtypen *Einscheibenkupplung* und *Mehrscheibenkupplung* eingesetzt. Während die Einscheibenkupplung immer in einem separaten, gegenüber Öl abgedichteten Raum läuft (Trockenkupplung), befindet sich die Mehrscheibenkupplung bei den meisten Serien-Motorrädern im öldurchfluteten Motor- oder Getriebegehäuse (Ölbadkupplung). Als Trockenkupplung wird die Mehrscheibenkupplung bevorzugt im Rennsport verwendet.

Abb. 6.3 zeigt in einer Grafik die übliche Ausführung einer Einscheiben-Trockenkupplung.

Die Trockenkupplung zeichnet sich durch den hohen Reibwert des Belages ($\mu_{\text{k}} \approx 0{,}3$–$0{,}4$) aus, der es ermöglicht, mit wenigen Reibpaarungen auszukommen. Daher haben Trockenkupplungen Gewichtsvorteile gegenüber Ölbadkupplungen. Ihre Nachteile sind die schlechtere Wärmeabfuhr und die notwendige hohe Belagqualität, ihre Neigung zum Rupfen und die erforderliche Abdichtung zwischen Motor und Getriebe. Sie werden daher bevorzugt bei Antriebskonzepten mit hinter dem Motor angeordnetem, separatem Getriebe

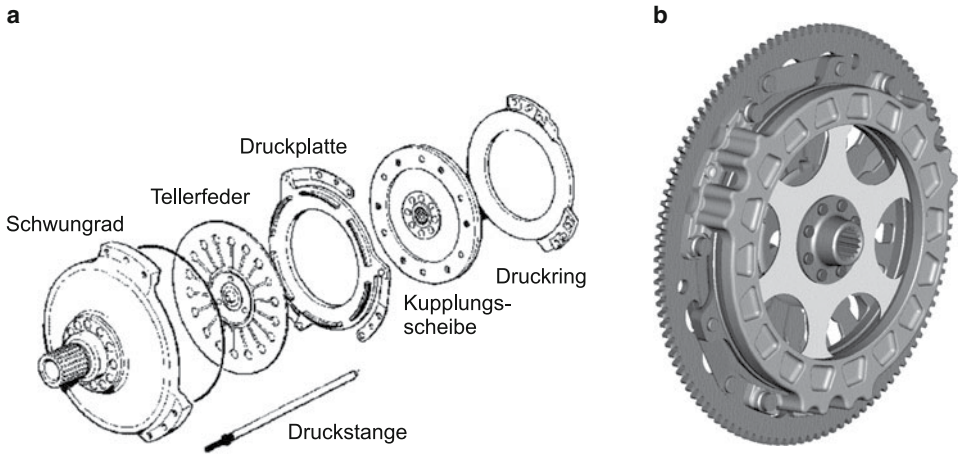


Abb. 6.3 Einscheiben-Trockenkupplung

und längsliegender Kurbelwelle des Motors verwendet. Hier ist auch der geringe axiale Bauraumbedarf der Einscheiben-Trockenkupplung von Vorteil, während ihr großer Durchmesser sich bauraummäßig nicht nachteilig auswirkt. Das aus dem Durchmesser resultierende hohe Massenträgheitsmoment der Kupplung kann allerdings andere Nachteile mit sich bringen. Die hohe und für Vierzylindermotoren unnötige Schwungmasse auf der Kurbelwelle beeinflusst nachteilig die Drehzahldynamik (spontanes Hochdrehen) des Motors. Zur Kompensation sind daher einige Motoren mit einer Schwungscheibe aus Aluminium ausgerüstet (längsliegende Motoren der K-Baureihe von *BMW*). Weiterhin kann die Getriebeschaltbarkeit leiden, weil die Schwungmasse der Kupplungsscheibe den Drehzahlabfall der Getriebeeingangswelle nach dem Auskuppeln verlangsamt.

Die Mehrscheibenölbadkupplung wird bei allen Antriebskonzepten verwendet, bei denen Motor und Getriebe in einem gemeinsamen Gehäuse untergebracht sind, Abb. 6.4.

Die Vorteile dieser Kupplungsbauart sind ihr weicher Eingriff und die gute Wärmeabfuhr, allerdings erzeugt sie infolge ihres Umlaufs im Öl sogenannte Planschverluste, die die Motorgesamt-reibung erhöhen. Ein weiterer Nachteil ist fallweise das unvollständige Trennen der Kupplung, solange das Motoröl noch kalt und zäh ist. Die Folge ist dann schlechte Getriebeschaltbarkeit bzw. Absterben des Motors, sobald der erste Gang eingelegt wird. Auch dürfen dem Motoröl keinesfalls reibungsmindernde Festschmierstoffe zugesetzt werden (z. B. Molybdändisulfid), weil dadurch die ohnehin geringen Reibwerte der Kupplungsbeläge (normalerweise $\mu_k \approx 0{,}1$) unzulässig herabgesetzt werden und das Motormoment nicht mehr zuverlässig übertragen wird. Es sei an dieser Stelle angemerkt, dass auch aus verschiedenen anderen Gründen derartige Motorölzusätze grundsätzlich abzulehnen sind.

Seit einigen Jahren werden bei Hochleistungs-Motorrädern sogenannte „Anti-Hopping-Kupplungen“ eingesetzt. Diese Kupplungen begrenzen im Schubbetrieb die auf das Hin-

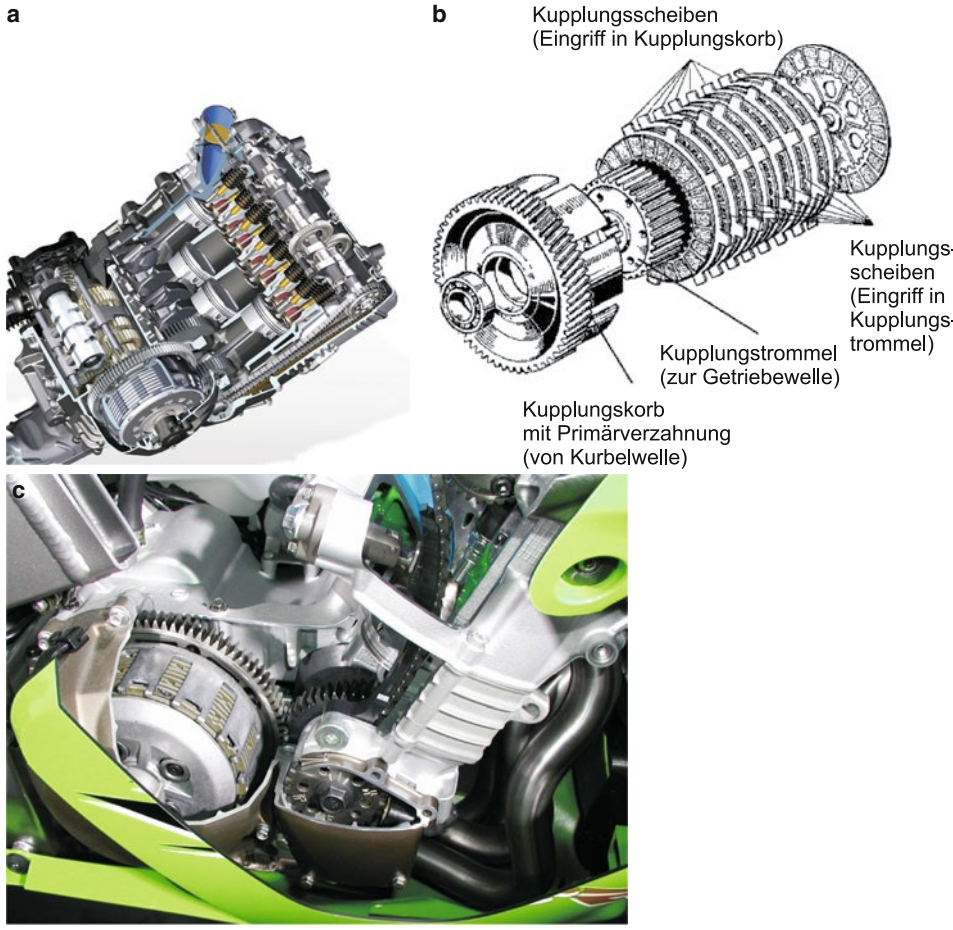


Abb. 6.4 Mehrscheiben-Ölbadkupplung

terrad einwirkende Bremswirkung des Motors, indem sie den Kraftschluss zwischen Motor und Hinterrad ab einem bestimmten Drehmoment unterbrechen (Kupplung öffnet selbsttätig bzw. rutscht durch). Damit wird ein Stempeln oder Blockieren des Hinterrades beim Herunterschalten wirkungsvoll unterbunden. Diese Technik fand über den Rennsport Eingang in die Serie bei manchen Supersport-Motorrädern. Die heute in der Serie gebräuchlichen Systeme sind rein mechanisch aufgebaut. Die Funktion basiert auf dem Prinzip der schiefen Ebene: In einem geteilten Innenkorb der Kupplung sind Aussparungen mit schrägen Rampen angebracht. Im Schubbetrieb erzeugen diese Rampen bei Verdrehung Kräfte in axialer Richtung, die durch geeignete Übertragungselemente (Kugeln oder Nocken) auf die Kupplungsfedern einwirken. Der Anpressdruck der Federn wird dadurch geringer und lässt die Kupplung bei Überschreitung eines Grenzdrehmomentes durchrutschen. Es gibt diese Kupplungen auch zum Nachrüsten, ein Beispiel zeigt Abb. 6.5.

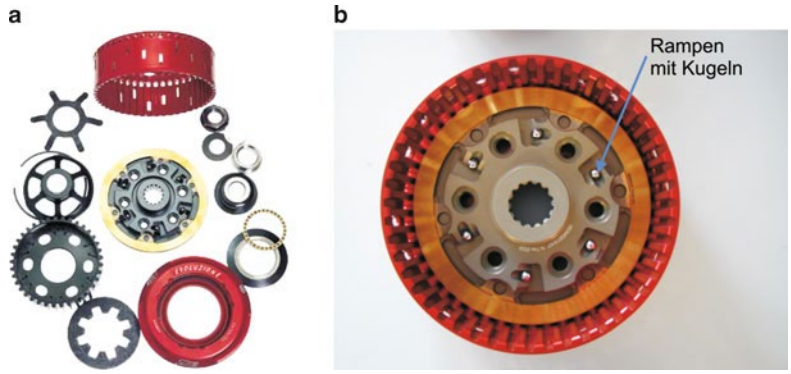


Abb. 6.5 Anti-Hopping-Kupplung (Fa. STM)

6.2 Schaltgetriebe

Aufgabe des Schaltgetriebes ist die Erhöhung des Drehmomentes am Hinterrad, um das Steigungsvermögen und das Beschleunigungsvermögen des Motorrades zu verbessern. Analog zur Drehmomenterhöhung durch die Übersetzungsstufen wird die Drehzahl des Hinterrades herabgesetzt und damit die mögliche Fahrgeschwindigkeit in den jeweiligen Gangstufen. Es gilt

$$M_{\mathrm{HR}} = M_{\mathrm{Motor}} \cdot i_{\mathrm{ges}} \tag{6.3}$$

$$n_{\mathrm{Hr}} = \frac{n_{\mathrm{Motor}}}{i_{\mathrm{ges}}} \tag{6.4}$$

M_{HR}	Drehmoment am Hinterrad
M_{Motor}	Motordrehmoment an der Kurbelwelle
n_{HR}	Drehzahl des Hinterrades
n_{Motor}	Motordrehzahl an der Kurbelwelle
i_{ges}	Gesamtübersetzung (Getriebestufe und Hinterradantrieb)

Abb. 6.6 verdeutlicht die Drehzahl/Drehmomentwandlung durch das Getriebe. Dargestellt ist das Ausgangsmoment am Hinterrad in den jeweiligen Gangstufen über der Raddrehzahl (= Fahrgeschwindigkeit). Die Übersetzungsstufe des letzten (größten) Ganges wird dabei nach der Höchstgeschwindigkeit ausgewählt. Üblicherweise wird der Getriebegang zusammen mit der Hinterradübersetzung so abgestimmt, dass bei aufrecht sitzendem Fahrer die Höchstleistungsdrehzahl erreicht wird, bei liegendem Fahrer aber die maximal zulässige Höchstdrehzahl des Motors nicht überschritten wird, vgl. dazu auch Kap. 2.

Die Übersetzung des ersten (kleinsten) Gangs wird nach der gewünschten Steigungsfähigkeit bei voller Beladung ausgewählt. Hier gelten je nach Einsatzzweck unterschiedliche Kriterien. So wird der erste Gang für ein Enduro-Motorrad kürzer übersetzt (größere

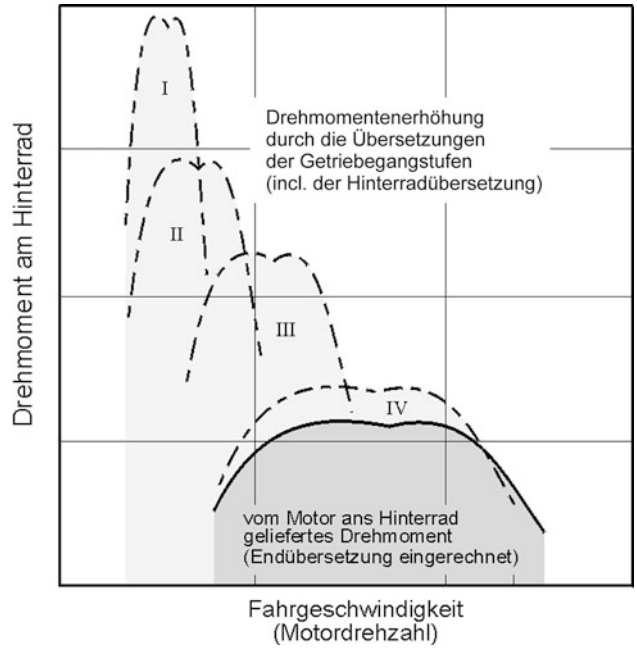


Abb. 6.6 Anpassung des Motorausgangsmoments an das Bedarfsmoment am Hinterrad (schematisch)

Übersetzungsstufe) als für ein reinrassiges Straßenmotorrad. Die weiteren Übersetzungsstufen zwischen dem ersten und letzten Gang werden anschließend festgelegt und zwar so, dass beim Gangwechsel möglichst geringe Einbußen an Zugkraft entstehen. Die Stufung muss dazu so gewählt werden, dass nach dem bei Höchstdrehzahl durchgeführten Gangwechsel in den nächsthöheren Gang die Motordrehzahl in den Bereich des höchsten Drehmomentes des Motors fällt. Da eine gleichmäßige Gangstufung u. U. zu einer hohen Gangzahl führt, werden die Gänge ungleichmäßig gestuft. Üblicherweise ist die Stufung der oberen Gänge enger, weil sich im höheren Geschwindigkeitsbereich aufgrund der größeren Fahrwiderstände größere Drehzahlsprünge nachteilig auf die Beschleunigung auswirken. Bei den unteren Gängen für niedrige Geschwindigkeiten sind derartige Sprünge leichter zu verkraften, weil die Überschussleistung des Motors hier vergleichsweise groß ist.

Üblich sind heute für moderne Motorräder Fünf- oder Sechsganggetriebe. Die oft vertretene Ansicht, drehmomentstarke Motoren kämen generell mit weniger Getriebestufen aus, ist übrigens so pauschal nicht richtig, wie folgende Überlegung zeigen soll:

Motoren mit gleichmäßigem Drehmomentverlauf und einem hohen Drehmomentmaximum bei niedrigen Drehzahlen erreichen auch ihre Maximalleistung bei eher niedrigen Drehzahlen (meist unterhalb von 8000 U/min), vgl. Kap. 4. Ist die Maximalleistung ausreichend hoch, dann können solche Motorräder sehr hohe Spitzengeschwindigkeiten von weit über 200 km/h erreichen, vorausgesetzt die Fahrwiderstände sind genügend klein. Für viele moderne Motorräder mit aerodynamisch günstig gestalteten Verkleidungen trifft dies zu. Weil die zulässige Drehzahl der Motoren aber relativ niedrig ist, müssen derartige

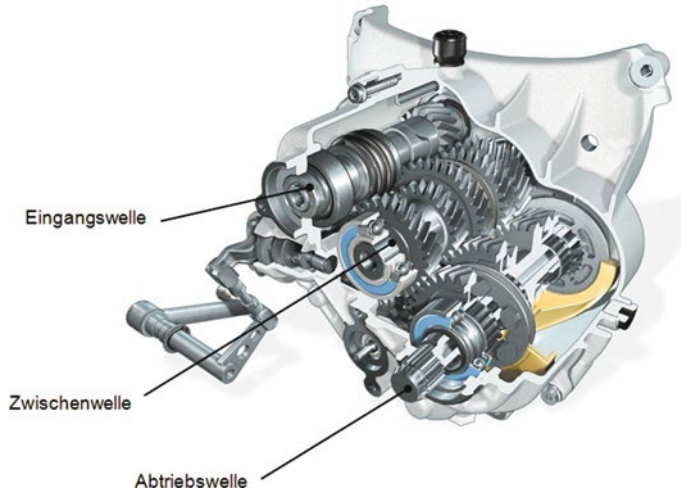


Abb. 6.7 Dreiwellen-Schaltgetriebe (*BMW*)

Motorräder lang übersetzt werden (größeres Übersetzungsverhältnis), damit sie die mögliche Höchstgeschwindigkeit ohne ein Überdrehen des Motors erreichen. Mit dieser langen Übersetzung ergeben sich dann aber bei Vier- und Fünfganggetrieben entsprechende große Sprünge zwischen den Gangstufen, die die Vorteile des fülligen Drehmomentverlaufs des Motors zumindest teilweise wieder zunichte machen. Für derartige Drehmomentmotoren mit eingeschränktem Drehzahlbereich ist also, ganz entgegen der Anschauung, ein Sechsganggetriebe sehr sinnvoll.

Der konstruktive Aufbau von Motorrad-Schaltgetrieben ist bei den meisten Herstellern grundsätzlich ähnlich. Für leistungsstarke Motorräder kommen nur noch klauengeschaltete Zahnradgetriebe in Frage. Früher durchaus übliche Konstruktionen wie Kettengetriebe oder die Ziehkeilschaltung werden heute für Hochleistungsmotorräder nicht mehr verwendet, und sie werden hier nicht behandelt. Stirnradgetriebe für Motorräder werden als Zwei- oder Dreiwellengetriebe ausgeführt. Abb. 6.7 zeigt in einer perspektivischen Darstellung ein modernes Dreiwellengetriebe. Bei einem solchen Getriebe sind grundsätzlich alle Zahnräder immer im Eingriff. Die Gangstufen und die Schaltbarkeit der Gänge ergeben sich daraus, dass einige Zahnräder nicht drehfest, sondern lose auf ihrer Welle gelagert sind und der Kraftschluss über sogenannte Schaltklauen seitlich an den Zahnrädern hergestellt wird. Diese sind axial verschiebbar, aber drehfest auf der jeweiligen Welle gelagert und koppeln jeweils die Losräder mit der Welle, Abb. 6.8. Betätigt werden diese verschiebbaren Zahnräder mit den Schaltklauen über Schaltgabeln, die in einer Kulisse auf der Schaltwalze geführt werden.

Wird ein Gang gewechselt, dann bewirkt die Drehung der Schaltwelle über den Hebelmechanismus der Schaltbetätigung eine Drehung der Schaltwalze. Die Kulissenführung der Schaltwalze verschiebt die Schaltgabel axial, während die Schaltgabel ihrerseits die

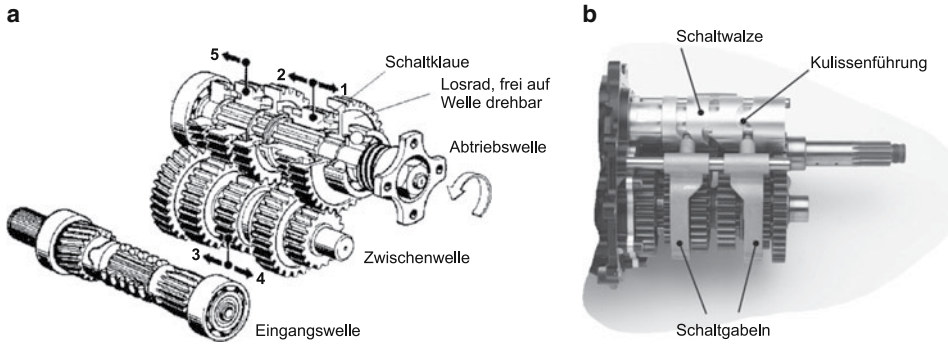


Abb. 6.8 Gangrastung durch Schaltklauen

Schaltklaue axial mitbewegt. Die Fortsätze der Schaltklaue rasten in die entsprechenden Fenster im Zahnrad ein, wodurch Kraftschluss zwischen dem ehemals losen Zahnrad und der Welle hergestellt ist. Das vormals eingekuppelte Gangrad des ersten Gangs kann jetzt frei drehen.

In der Anordnung der Wellen und der Detailkonstruktion des Schaltmechanismus unterscheiden sich die Getriebe der verschiedenen Hersteller. Abb. 6.9 zeigt gleichartige Getriebe zweier japanischer Hersteller.

Eine Synchronisierung findet man an Motorradgetrieben nicht. Die Gründe dafür sind das höhere Gewicht, die Kosten, der Bauraumbedarf und der Nachteil der langsameren Gangwechsel. Es ergibt sich auch keine Notwendigkeit für Motorräder, weil die am Schaltvorgang beteiligten Massen sehr viel kleiner als beim Auto sind. Bezüglich der leichten, exakten Schaltbarkeit und Schaltgeschwindigkeit bleiben bei vielen Motorradgetrieben heute eigentlich keine Wünsche mehr offen, so dass die Entwicklung von Synchronisierungen überflüssig ist.

Voll- oder halbautomatische Getriebe wurden beim Motorrad bisher nur vereinzelt eingesetzt, doch entwickelt sich für die zuletzt vorgestellten Doppelkupplungsgetriebe (*HONDA*) und die Schaltassistenten eine zunehmende Akzeptanz. Der Schaltassistent ermöglicht ein Schalten ohne Kupplungsbetätigung, indem er beim Schaltvorgang kurzzeitig automatisch die Einspritzung und Zündung unterbricht und somit den Antrieb entlastet, so dass der Gangwechsel erfolgen kann. Die Zugkraftunterbrechung ist extrem kurz, das Schalten geht sehr schnell und ist komfortabel. Der Schaltvorgang erfolgt wie üblich manuell durch den Fahrer über den Fußschalthebel. Ein Sensor im Schaltgestänge registriert den Schaltwunsch und gibt das Steuerungssignal für die Motorelektronik zur Unterbrechung von Einspritzung und Zündung.

Das Doppelkupplungsgetriebe ermöglicht ein vollautomatisiertes Schalten oder ein Schalten auf „Knopfdruck“. Zwei Kupplungen stellen hier einen wechselseitigen Kraftschluss zu zwei Teilgetrieben her. Während ein Teilgetriebe im Eingriff ist und den Kraftschluss herstellt, wird im zweiten Getriebe der nächste Gang automatisch von der Steuerung vorgewählt und geschaltet. Beim Gangwechsel wird dann lediglich von der Steuerung

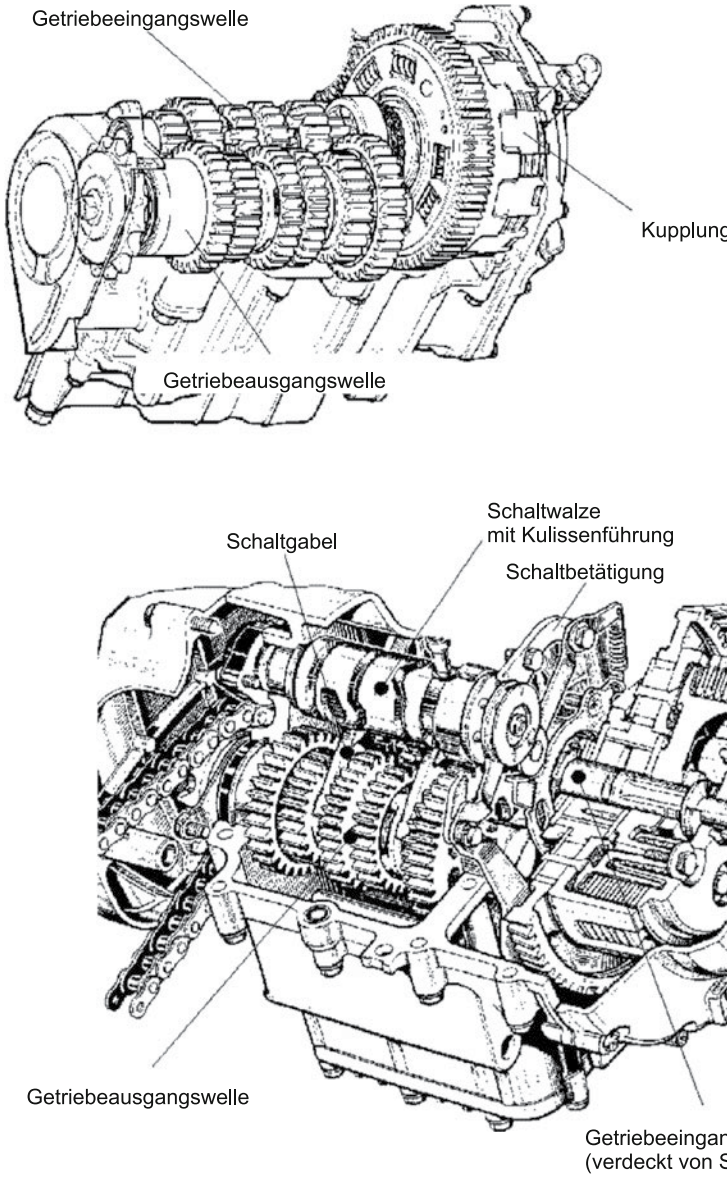


Abb. 6.9 Schaltgetriebe zweier japanischer Hersteller

auf die zweite Kupplung umgeschaltet. Damit ist ein Schalten ohne spürbare Zugkraftunterbrechung möglich und das vollautomatisch.

Vollautomatische Getriebe mit Drehmomentwandler haben neben den höheren Kosten als wesentliche Nachteile das größere Gewicht und benötigen mehr Bauraum. Die bei Rollern übliche Variomatik mit Fliehkraftkupplung und variabler Übersetzung mittels Rie-

mengetriebe zeichnet sich durch hohen Komfort aus, hat aber einen schlechten Wirkungsgrad. Die fehlende Unmittelbarkeit und Direktheit im Antrieb läuft dem gewohnten Fahrempfinden zuwider, kann aber für touristische Fahrweise durchaus als angenehm empfunden werden. *APRILIA* setzte im Modell „NA 850 Mana“ auf diese Technik.

Einen sehr ungewöhlichen Weg schlug *HONDA* im Modell DN-01 ein, in dem ein vollhydraulisches Wandlergetriebe ohne Zahnräder zum Einsatz kommt. Es arbeitet mit Taumelscheiben und Kolben und bietet sowohl eine stufenlose Kraftübertragung als auch feste Gangstufen. Der Wirkungsgrad dieser Kraftübertragung ist ebenfalls deutlich schlechter als bei üblichen Zahnradgetrieben.

6.3 Radantrieb

Für den Radantrieb, der beim Motorrad (von historischen Ausnahmen und Experimentierfahrzeugen einmal abgesehen) ausnahmslos zum Hinterrad führt, gibt es zwei grundsätzlich unterschiedliche Bauarten, den *Gelenkwellenantrieb* und den *Zugmittelantrieb*, letzterer ausgeführt als Ketten- oder Zahnriemenantrieb. Die Vor- und Nachteile der Bauarten sind in Tab. 6.1 aufgelistet.

Der Gelenkwellenantrieb, oft auch als Kardanantrieb bezeichnet, wird bevorzugt bei Motorrädern mit längsliegender (in Fahrtrichtung liegender) Kurbelwelle und angeblocktem Getriebe verwendet (z. B. BMW Boxer, Moto Guzzi). Hier bietet sich diese Lösung wegen des geraden Kraftflusses im Antriebsstrang mit nur einer Umlenkung zum Hinterrad

Tab. 6.1 Vor- und Nachteile der verschiedenen Radantriebe

	Vorteile	Nachteile
Gelenkwellenantrieb	Volle Kapselung wartungsfrei verschleißfrei konstanter Wirkungsgrad hohe Betriebssicherheit geräuscharmer Lauf	Mehrgewicht hoher Bauaufwand teuer
Kettenantrieb	Niedriges Gewicht geringer Bauaufwand kostengünstig guter Wirkungsgrad (im Neuzustand)	Wartungsintensiv Verschleiß abnehmender Wirkungsgrad (Verschleiß) nicht geräuscharm
Zahnriemenantrieb	Niedriges Gewicht geringer Bauaufwand guter Wirkungsgrad kostengünstig weitgehend wartungsfrei verschleißarm (im Vergleich zur Kette) geräuscharm	Schmutzempfindlich nicht völlig verschleißfrei Baubreite großes hinteres Kettenrad

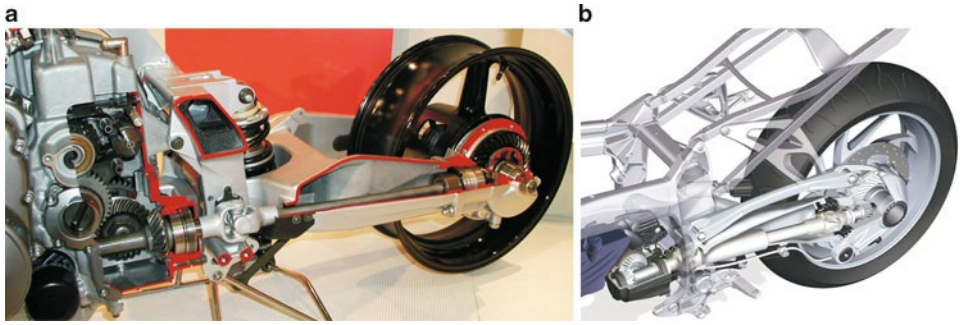


Abb. 6.10 Kardanantrieb (oben: *Yamaha*, unten: *BMW*)

an. Seltener wird der Gelenkwellenantrieb bei Motoren mit querliegender Kurbelwelle verwendet (quer eingebaute Reihenmotoren), weil die notwendige, doppelte Kraftumlenkung mit einem zweiten Winkeltrieb nicht nur aufwändig und teuer in der Herstellung ist, sondern auch den Wirkungsgrad der Kraftübertragung herabsetzt. Gelenkwellenantriebe haben einen mechanischen Wirkungsgrad von über 90 % bei einfacher und knapp unter 90 % bei zweifacher Umlenkung. Ketten liegen im Neuzustand höher, mit zunehmendem Verschleiß und Verschmutzung können auch Ketten deutlich unter 90 % Wirkungsgrad fallen.

Abb. 6.10 zeigt die konstruktive Ausführung eines Wellenantriebs mit doppeltem Winkeltrieb zur Kraftumlenkung. Durch die Anordnung des Kreuzgelenkes exakt im Drehpunkt der Schwinge bzw. eine geschickte geometrische Auslegung (BMW K 1200 S), benötigt die Welle bei beiden Konstruktionen keinen Längenausgleich.

Der Gelenkwellenantrieb von *BMW* in den Boxer- und K-Modellen ist mit einem zweiten Kreuzgelenk ausgerüstet ist, Abb. 6.11. Denn die Schwinge wird durch ein weiteres Gelenk von den Einflüssen des Antriebs- und Bremsmomentes entkoppelt und das Federungs- und Traktionsverhalten wesentlich verbessert. Auf diese Einzelheiten wird im Abschn. 8.3 eingegangen.

Der Kettenantrieb ist die am weitesten verbreitete Antriebsart bei Motorrädern. Zu den in der Tabelle aufgelisteten Vorteilen kommt die schnelle Änderungsmöglichkeit der Sekundär- und damit der Gesamtübersetzung hinzu. Für Serien-Straßenmotorräder hat dies keine große Bedeutung, sehr wohl aber für Sport- und Rennzwecke. Der oft beschriebene Vorteil des höheren Wirkungsgrades im Vergleich zum Wellenantrieb stimmt nur sehr eingeschränkt für den Neuzustand. Bei gelaufenen Ketten, besonders wenn sie verschmutzt sind, stellt man einen deutlichen Wirkungsgradabfall im Extremfall bis auf 80 % fest. Der Grund liegt in der Vielzahl der Gelenke, deren minimale, einzelne Reibungsanstiege sich addieren. Kettenantriebe in einwandfreiem, neuen Zustand haben Wirkungsgrade von rund 92 %.

Das Problem der Schmierung der Kette und damit des Kettenverschleißes konnte durch die Entwicklung von O-oder neuerdings X-Ringketten, bei denen Dichtringe zwischen

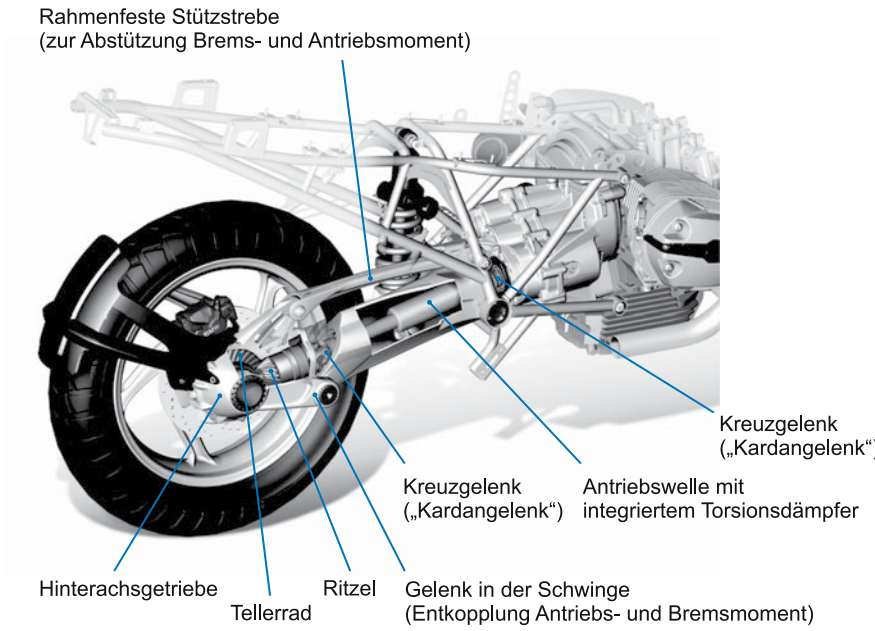


Abb. 6.11 Gelenkwellenantrieb (Kardanantrieb)

Hülse und Außenlasche das Schmiermittel in der Kette auf Dauer einschließen, deutlich entschärft werden, Abb. 6.12. Derartige Ketten erreichen bei guter Pflege eine Lebensdauer von mehreren 10.000 km. Nachgeschmiert werden muss aber immer noch, und zwar die Rollen bzw. Hülsen von außen, damit der Verschleiß an den Kettenrädern verringert wird. Auch die regelmäßige äußere Reinigung der Kette von Schmutz bleibt, ebenso wie das regelmäßige Nachspannen. Eine Vollkapselung der Kette (frühere MZ-Modelle), wie sie regelmäßig als Lösung angepriesen wird, bleibt problematisch, weil die Kette dann nicht mehr vom Fahrtwind gekühlt wird. Bei leistungsstarken Motorrädern ist dies erforderlich. Der Bauaufwand für einen geschlossenen Kettenkasten, bei dem die Kette im Ölbad läuft (frühere MÜNCH-Motorräder), übertrifft fast den für einen Wellenantrieb. Denn die Konstruktion eines solchen Kastens bei den heute üblichen großen Federwegen gestaltet sich sehr schwierig. Hinzu kommt die Abdichtung, die ein Sicherheitsrisiko darstellt, denn bei Undichtigkeiten kann sehr leicht Öl auf den Hinterradreifen gelangen.

Die Bauausführung von Kettenantrieben bei Motorrädern ist allgemein bekannt, auf eine Darstellung kann daher verzichtet werden. Die Probleme, die sich aus der Federungsbewegung der Hinterradschwinge für die Kette ergeben, werden im Kap. 8 behandelt.

In der Schnittdarstellung (Abb. 6.12) wird erkennbar, dass bei der Rollenkette über der Hülse jeden Kettengliedes noch eine drehbare Rolle eingefügt ist. Diese können beim Eingreifen in das Kettenrad abrollen, während die feststehenden Hülsen der einfachen Hülsenkette nur entlang der Zahnflanken gleiten. Der Verschleiß an Zahnrädern und Kette ist bei Rollenketten daher geringer als bei Hülsenketten. Hinzu kommt ein Geräuschvorteil.

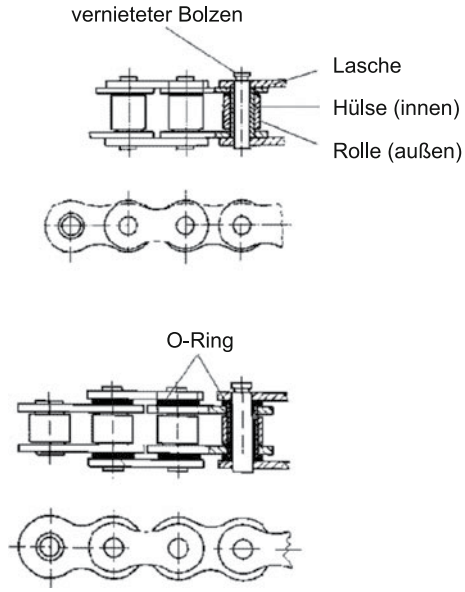


Abb. 6.12 Bauarten von Ketten für Motorradantriebe

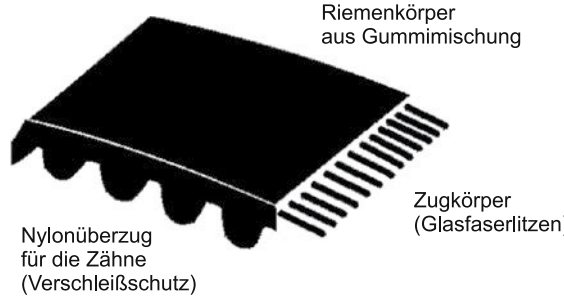


Abb. 6.13 Aufbau eines Zahnriemens

Beim Einlaufen der Kette in die Zahnlücken setzt diese stoßartig im Zahngrund auf. Bei der Rollenkette wird das entstehende Geräusch durch das Öl- bzw. Fettpolster zwischen Rolle und Hülse gedämpft. Der Vorteil der Hülsenkette ist ihr deutlich geringeres Gewicht. Das spielt eine wichtige Rolle bei schnell laufenden Antrieben (Höchstgeschwindigkeit), weil damit die Zentrifugalkräfte, die die Ketten vom Kettenrad abheben, spürbar kleiner werden. Durch eine gute Schmierung lässt sich der Verschleißnachteil von Hülsenketten eindämmen.

Der Zahnriemen wird bisher nur von wenigen Motorradherstellern (*KAWASAKI, SUZUKI, HARLEY-DAVIDSON* und *BMW*) in einigen Modellen als Hinterradantrieb verwendet. Den Aufbau eines Zahnriemens zeigt Abb. 6.13.

Ein Zahnriemen läuft deutlich leiser als eine Kette und ist auch weitgehend wartungsfrei. Doch es tritt auch an ihm Verschleiß durch Schmutzteilchen auf, die sich zwischen Riemen und Riemenscheibe ansammeln und die Oberfläche und das Zahnprofil beschädigen (ab-

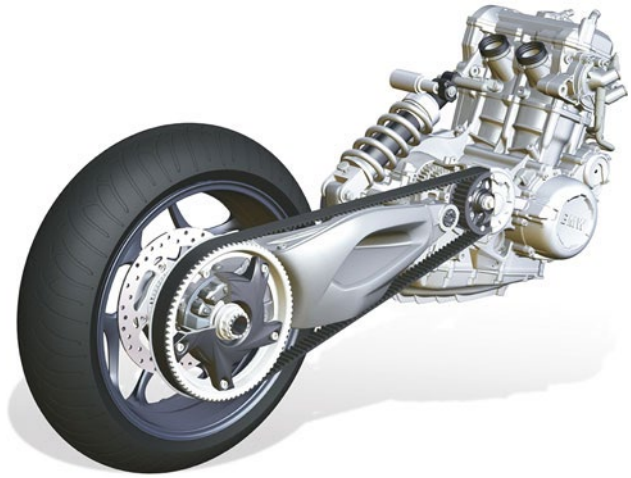


Abb. 6.14 Zahnriemenantrieb bei der BMW F 800 S

schmirgeln). Deshalb sind Zahnriemen nur für Straßenmotorräder geeignet, nicht aber für Enduros. Die Lebensdauer kann auf etwa 30.000 km angesetzt werden und ist damit rund doppelt so hoch wie die einer Kette. Aufgrund der notwendigen Kühlung ist eine Kapselung des Riemens unerwünscht. Durch hohe Temperaturen würde eine Alterung des Riemenmaterials begünstigt. Wegen unzulässiger Spannungen innerhalb des Riemens darf der Biegeradius und damit das vordere Riemenritzel nicht zu klein sein. Entsprechend groß fällt aufgrund der notwendigen Endübersetzung das hintere Riemenrad aus, was nicht immer ästhetisch befriedigend ist. Entsprechend integriert und gestaltet kann ein Zahnriemenantrieb allerdings optisch seinen „High-Tech"-Anspruch unterstreichen, wie das Beispiel von *BMW* bei der F 800 S zeigt, Abb. 6.14.

Kraftstoff und Schmieröl

7

Jürgen Stoffregen

Kraftstoffe und Schmieröle sind heutzutage sehr genau auf die Anforderungen moderner Motoren und Antriebe zugeschnitten. Erst die kontinuierliche Weiterentwicklung der Schmieröle parallel zu den konstruktiven und fertigungstechnischen Fortschritten hat ermöglicht, was uns heute schon fast als selbstverständlich erscheint: den praktisch verschleiß- und störungsfreien Dauerbetrieb der Motoren auf höchstem Leistungs- und Drehzahlniveau über zigtausend Kilometer. Trotz ihrer hohen spezifischen Leistung und der daraus resultierenden höheren Beanspruchungen der Bauteile benötigten die meisten Motorräder bisher in der Regel keine besonderen Ölqualitäten (Ausnahme: spezielle Herstellerempfehlungen).

Seit Einführung der sogenannten Leichtlauföle für Pkw entwickelt sich allerdings eine zunehmende Diskrepanz zwischen den Anforderungen moderner Pkw und moderner Motorräder an Motorenöle, die schon jetzt und mehr noch in Zukunft zu spezifischen Problemen bei Motorrädern führen kann. Als Reaktion darauf hat 1999 die japanische Motorradindustrie erstmals mit der Veröffentlichung eines speziellen Anforderungsprofils für Viertakt-Motorradmotorenöle reagiert (JASO-Spezifikationen), der einige Unternehmen der Mineralölindustrie mit einem Angebot spezieller Motoröle für Motorräder schon heute Rechnung tragen.

Die chemischen, physikalischen und technischen Eigenschaften von Kraftstoffen und Ölen werden nachstehend in ihren Grundzügen erläutert. Eingegangen wird auch auf die entsprechenden Spezifikationen sowie die Bedeutung gebräuchlicher Bezeichnungen und Abkürzungen.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2018
J. Stoffregen, *Motorradtechnik*, ATZ/MTZ-Fachbuch
https://doi.org/10.1007/978-3-658-07446-3_7

7.1 Erdöl als Basis für die Herstellung von Kraft- und Schmierstoffen

Erdöl ist ein Gemisch verschiedenartigster Kohlenwasserstoffverbindungen. Diese Kohlenwasserstoffe unterscheiden sich in ihrer Struktur teilweise erheblich. Darüber hinaus ist die Zusammensetzung in den weltweiten Fördergebieten teilweise sehr unterschiedlich. In der Elementarzusammensetzung von Rohöl sind üblicherweise gut 80 bis knapp 90 Gewichtsprozente Kohlenstoff und ca. 10 bis 14 % Wasserstoff zu finden. Es können aber auch bis zu mehreren Prozenten Sauerstoff, Stickstoff und Schwefel sowie Spuren anderer Elemente im Rohöl enthalten sein.

Je nach chemischer Verbindung der Atome entstehen verschiedene Moleküle. Die Vielfalt der Molekülstrukturen und der Molekülgrößen bei Kohlenwasserstoffen ergibt sich aus den Fähigkeiten der beiden Elemente Kohlenstoff (C) und Wasserstoff (H), stabile chemische Verbindungen einzugehen und aus speziellen Bindungseigenschaften. Das Kohlenstoffatom kann insgesamt vier Bindungen eingehen, in der Chemie wird daher Kohlenstoff als *vierwertig* bezeichnet. Wasserstoff hingegen kann nur eine Bindung eingehen, er ist also *einwertig*. Durch Aneinanderreihung von Kohlenstoffatomen und Auffüllen der freien Bindungen mit Wasserstoffatomen können somit fast beliebig große und unterschiedlichst strukturierte Kohlenwasserstoffmoleküle gebildet werden, Abb. 7.1.

Ohne auf die Einzelheiten näher einzugehen, soll noch angemerkt werden, dass für eine stabile chemische Bindung sich jeweils zwei Atome mit ihren freien Bindungen *paarweise* zusammenfügen müssen. Eine solche gerichtete Bindung wird in der Chemie als *Elektronenpaarbindung*[1] (kovalente Bindung) bezeichnet und üblicherweise durch einen Strich in der Moleküldarstellung symbolisiert.

Neben der gezeigten Grundform der Moleküle kommen im Kraftstoff auch verzweigte Ketten und andere Bindungsformen vor (vgl. folgenden Abschnitt). Diese verschiedenartigen Kohlenwasserstoffe reagieren chemisch wie physikalisch unterschiedlich. Durch eine geeignete Kombination der Kohlenwasserstoffe lassen sich die gewünschten Eigenschaften sowohl von Kraftstoff als auch von Öl einstellen.

[1] Die Atome aller chemischen Elemente bestehen aus dem Atomkern (positiv geladene Teilchen) und aus Elektronen (negativ geladene Teilchen). In einer vereinfachten Modellvorstellung umkreisen die Elektronen in vorbestimmten Abständen – auf sogenannten Schalen – den Atomkern. Die Elektronen auf der äußersten Schale bestimmen dabei über die chemische Bindungsfähigkeit des Atoms. Jedes Atom ist dabei grundsätzlich bestrebt, einen bestimmten „Sättigungszustand" für die Elektronen auf der äußersten Schale zu erreichen (sog. Edelgaskonfiguration mit 8 Elektronen auf der Außenschale). Dieser Zustand ist gekennzeichnet durch das niedrigste Energieniveau und deshalb ein besonders stabiler Zustand, der von allen Materieteilchen grundsätzlich angestrebt wird. Durch das Zusammenlagern von Atomen im Molekül und die Ausbildung von Elektronenpaarbindungen wird genau solch ein niedriger Energiezustand für die Atome erreicht. In einer Elektronenpaarbindung teilen sich gewissermaßen die beteiligten Atome ein Elektron und erreichen dann gemeinsam diese Elektronenkonfiguration mit niedriger Energie und damit hoher Stabilität. Deshalb ist für das Aufspalten einer Bindung und das Einleiten bei einer chemischen Reaktion auch zunächst eine Energiezufuhr (Erwärmung, Zündfunken, Druck etc.) nötig.

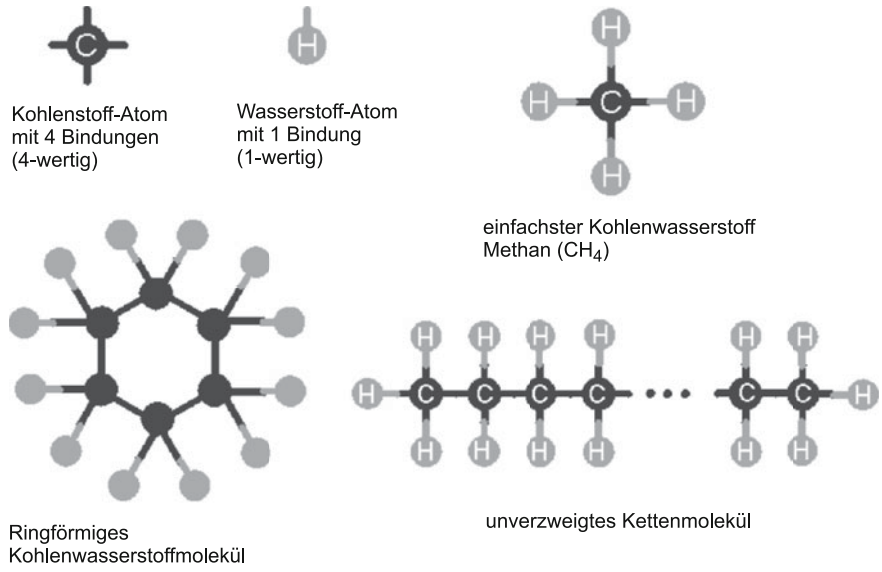
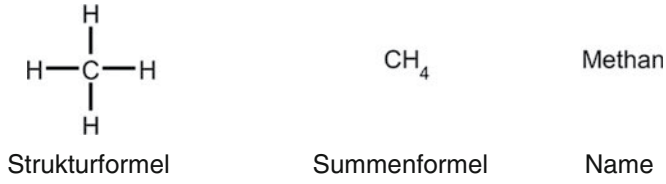


Abb. 7.1 Grundlegende Strukturen von Kohlenwasserstoffmolekülen

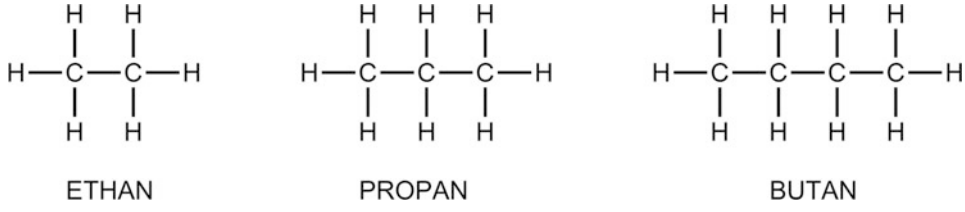
7.1.1 Kettenförmige Kohlenwasserstoffe

Ausgehend vom einfachsten gesättigten Kohlenwasserstoff, dem Methan (s. unten), können sich durch eine „lineare" Aneinanderreihung nahezu beliebig vieler Kohlenstoffatome lange Molekülketten bilden.



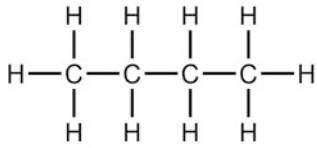
Je nach Struktur und Bindungsart unterscheidet man bei diesen kettenförmigen Kohlenwasserstoffen zwischen:

a) Alkanen, unverzweigte, gesättigte Kohlenwasserstoffe wie z. B.:

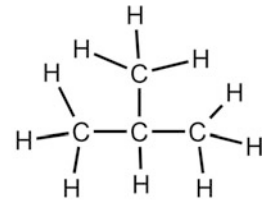


Allgemeine Summenformel dieser Verbindungen ist: C_nH_{2n+2}

b) Isoalkanen, verzweigte, gesättigte Kohlenwasserstoffe
Strukturformeln für die einfachsten Alkane:



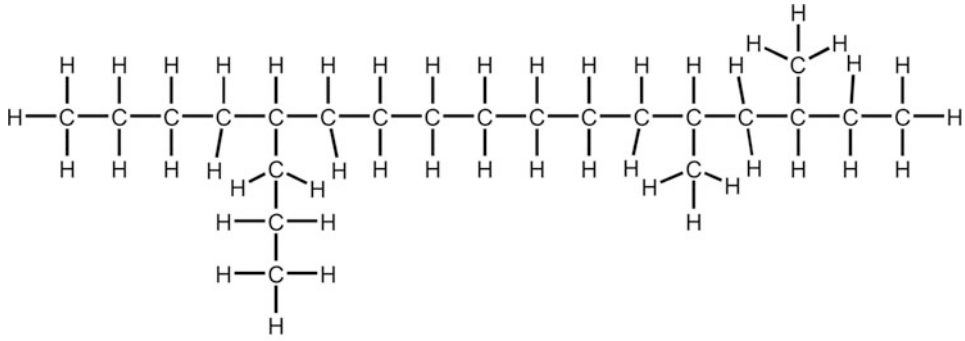
BUTAN



ISOBUTAN

Wie man sofort sieht, haben beide Moleküle die gleiche Anzahl von C- und H-Atomen und damit die gleiche Summenformel, dennoch ist die Molekülstruktur ganz anders. Dass Stoffe zwar die gleiche Summenformel, aber verschiedene Strukturformeln haben können, bezeichnet man als *Strukturisomerie*, woraus sich der Begriff *Iso*alkan ableitet.

Ein weiteres Beispiel für ein Isoalkan:



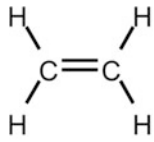
3,5-Dimethyl-13-Propyl-Heptadecan

Die allgemeine Summenformel für Isoalkane ist: C_nH_{2n+2}

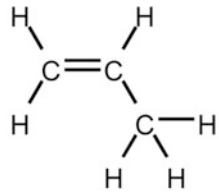
Strukturisomere haben (i. Allg.) unterschiedliche physikalische Daten und verhalten sich meist chemisch verschieden. Je mehr C-Atome ein Molekül hat, umso mehr Isomeriemöglichkeiten sind möglich. So gibt es für ein Molekül mit 25 Kohlenstoffatomen z. B. fast 37 Mio. Möglichkeiten unterschiedlicher Molekülstrukturen. Die bisher gezeigten kettenförmigen Kohlenwasserstoffe, die n-Alkane wie auch die Isoalkane werden als gesättigte Kohlenwasserstoffe bezeichnet. Das heißt, alle Bindungselektronen sind in Einfachbindungen lokalisiert.

Alkene, ungesättigte Kohlenwasserstoffe

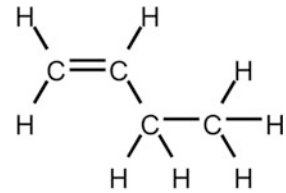
Im Gegensatz zu den Alkanen handelt es sich bei den Alkenen um Moleküle, in denen die Bindungselektronen zur Bildung von Doppelbindungen herangezogen werden. Diese Doppelbindungen in Kettenmolekülen sind aber nicht immer, wie der Name fälschlich suggeriert, besonders stabil. Vielmehr sind es die bevorzugten Bruchstellen im Molekülverband und diese Verbindungen sind reaktiver (z. B. gegen Säuren) als die gesättigten Kohlenwasserstoffe.



ETHEN



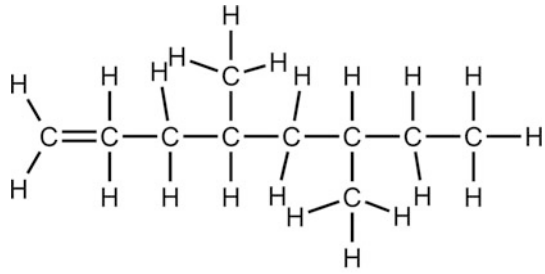
PROPEN



BUT-1-EN

Allgemeine Summenformel für Alkene mit **einer** Doppelbindung: C_nH_{2n}

Für Alkene mit mehr als einer Doppelbindung und/oder Alkylresten gibt es keine allgemeingültige Summenformel:

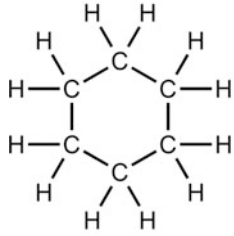


4,6-Dimethyloct-1-en

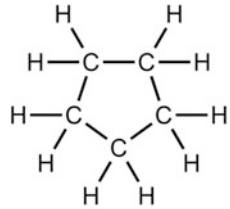
7.1.2 Ringförmige Kohlenwasserstoffe

(a) Cycloalkane

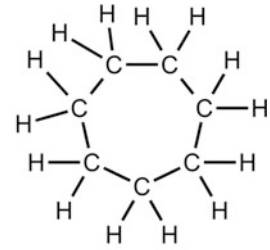
Die C-Atome können sich auch ringförmig anordnen. Gesättigte, ringförmige Verbindungen werden Cycloalkane genannt:



CYCLOHEXAN



CYCLOPENTAN



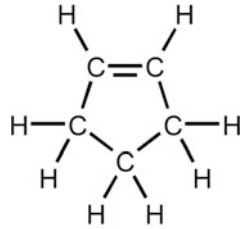
CYCLOHEPTAN

Allgemeine Summenformel: C_nH_{2n}

Da keine Doppelbindungen vorliegen, sind die gesättigten Cycloalkane stabil und nur wenig reaktionsfreudig. Am häufigsten sind Cyclopentan und Cyclohexan anzutreffen, also Moleküle mit fünf bzw. sechs C-Atomen.

(b) Cycloalkene

Wie auch bei den kettenförmigen Kohlenwasserstoffen gibt es auch ungesättigte, ringförmige, die Cycloalkene, die Elektronenpaardoppelbindungen besitzen.



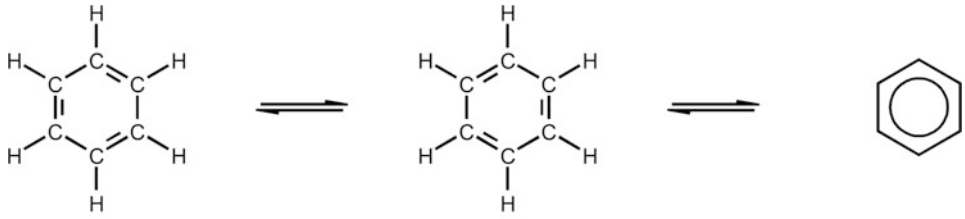
CYCLOPENTEN

Sobald mehrere Doppelbindungen und/oder Alkylreste auftreten, gibt es wiederum keine allgemeingültige Summenformel.

(c) Aromaten

Bei den ringförmigen Kohlenwasserstoffen gibt es eine weitere Klasse von ungesättigten Kohlenwasserstoffen, die Aromaten. Im Vergleich zu den Cycloalkenen weisen Aromaten eine reduzierten Reaktivität auf, sind also stabiler.

Bekanntester Vertreter ist das Benzol:



BENZOL

7.1.3 Weitere in der Petrochemie gebräuchliche Bezeichnungen

Naphthene Als Naphthene bezeichnet man im Erdöl vorkommende Cycloalkane sowie deren Alkylderivate.

Paraffine Als Paraffine werden langkettige Alkane und Isoalkane bezeichnet.

Olefine Als Olefine werden Alkene mit einer und mehr Doppelbindungen bezeichnet.

7.2 Rohölverarbeitung

Die Rohölverarbeitung erfolgt in mehreren Schritten. Als erstes werden Verunreinigungen, z. B. von anorganischen Salzen usw., entfernt. Beim eigentlichen Verarbeitungsprozess wird grundsätzlich unterschieden zwischen den *physikalischen* Verfahren, das ist im Wesentlichen die *Destillation*, und den nachgeschalteten *chemischen* Umwandlungsprozessen, den sogenannten *Konversionsverfahren*. Während bei der Destillation die verschiedenen Kohlenwasserstoffe des Erdöls lediglich physikalisch voneinander getrennt werden, dienen die Konversionsverfahren dazu, die Kohlenwasserstoffe gezielt chemisch so umzuwandeln und zu verändern („veredeln“), dass sie die gewünschten Eigenschaften für die Weiterverarbeitung zu Kraftstoff und Öl aufweisen.

7.2.1 Destillation

Destillation ist ein physikalischer Prozess bestehend aus Erhitzen, Verdampfen und anschließender gezielter Abkühlung und Kondensation. Dabei wird unter Ausnutzung ihrer unterschiedlichen Siedetemperaturen (Siedebereiche) eine Trennung der verschiedenen Kohlenwasserstoffe des Rohöls durch Verdampfen und Wiederverflüssigung erreicht. Die Struktur der Moleküle wird während des Destillierens nicht verändert, d. h. es erfolgt *keine* chemische Veränderung der eingesetzten Produkte. Dies wird durch eine Begrenzung der Temperaturen auf Werte zwischen 360 und 400 °C erreicht. Bei höheren Temperaturen würden die Kohlenwasserstoffmoleküle zerbrechen (*cracken*), was in diesem Verfahrensschritt unerwünscht ist.

Der Effekt der Gleichgewichtseinstellung zwischen Flüssigphase und Dampfphase bildet die Grundlage für die gesamte Raffinationstechnologie des Erdöls. Je nach Prozessbedingungen unterscheidet man:

(a) Atmosphärische Destillation

Bei der atmosphärischen Destillation wird das Rohöl in einem Röhrenofen auf ca. 370 °C erhitzt. Da bei dieser Temperatur nicht das gesamte Rohöl verdampft, entsteht ein Gemisch aus Dampf und Flüssigkeit. Dieses Gemisch wird der sogenannten Destillationskolonne zugeführt, einer zylinderförmigen Apparatur zur Abkühlung und Trennung der Bestandteile, Abb. 7.2. Die flüssigen Bestandteile sinken auf den Kolonnenboden, die Dämpfe steigen nach oben, kühlen dabei weiter ab und kondensieren in Abhängigkeit von ihren Siedebereichen auf sogenannten Glockenböden. Von diesen Böden werden die verschiedenen Flüssigkeiten, getrennt nach Siedebereich, abgezogen.

Folgende Produkte werden bei der atmosphärischen Destillation gewonnen:

Gase	→ Methan, Ethan, Propan, Butan
„Straight Run" Benzine	→ ***Grundkomponenten für Ottokraftstoffe***
Petroleum	→ Kerosin
Gasöl	→ Dieselkraftstoff, leichtes Heizöl
Rückstand (Long Residue)	→ schweres Heizöl

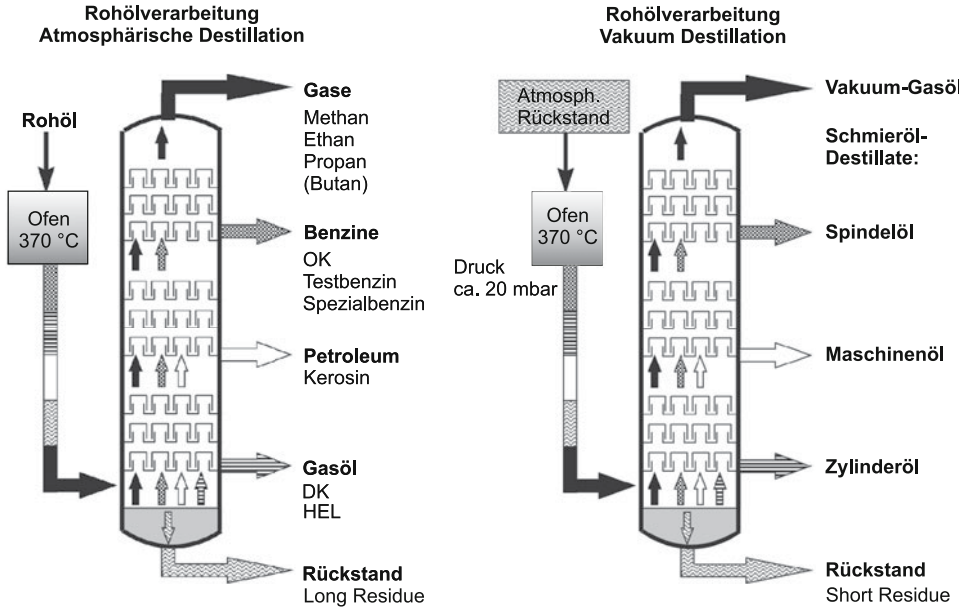


Abb. 7.2 Destillationsverfahren bei der Rohölverarbeitung

(b) Vakuumdestillation

Die Vakuumdestillation wird angewandt, um die Bestandteile des Rückstands aus der atmosphärischen Destillation (*Long Residue*) weiter aufzutrennen. Die bei Umgebungsdruck dafür notwendigen Temperaturen wären aber zu hoch, die Kohlenwasserstoffketten würden aufbrechen (*cracken*). Deshalb wird die Destillation bei einem Unterdruck von 10 bis 50 mbar durchgeführt. Gegenüber dem Atmosphärendruck sinkt die Siedetemperatur bei einem Unterdruck von 10 mbar um etwa 150 °C.

Das Einsatzprodukt wird in einem Röhrenofen so auf 360 bis 400 °C erhitzt und der Vakuumkolonne zugeführt. Der bei dieser Temperatur noch flüssige Anteil bleibt auf dem Boden der Kolonne, die dampfförmigen Kohlenwasserstoffe steigen in der Vakuumkolonne auf, kühlen dabei ab und kondensieren an ihren Siedebereichen an Glockenböden und werden abgezogen.

In der Vakuumdestillation werden folgende Produkte gewonnen:

- Vakuumgasöl
- Spindelöldestillate
- Maschinenöldestillate Schmieröldestillate
- Zylinderöldestillate
- Short Residue → Bitumen

Auch die Vakuumdestillation ist also lediglich eine physikalische Trennung, da die Strukturen der Kohlenwasserstoffe während des Destillierens nicht verändert werden.

7.2.2 Konversionsverfahren

Als Konversionsverfahren werden alle Prozesse bezeichnet, mit denen der Molekülaufbau der Kohlenwasserstoffe verändert wird. Es sind *chemische* Umwandlungsverfahren, mit denen gezielt Kohlenwasserstoffe mit bestimmten Strukturen hergestellt werden. Ausgangsstoffe sind die Destillationsprodukte, auch als *Erdölfraktionen* bezeichnet.

Zerbricht man die langen Molekülketten in kleinere Moleküle, so nennt man diesen Vorgang *Cracken*. Eine weitere chemische Umwandlung ist das *Reformieren* durch Entzug von Wasserstoff. Ziel dieser Konversionsverfahren ist die Umwandlung von vorhandenen, aber relativ wenig benötigten hochmolekularen Kohlenwasserstoffen in niedrigmolekularere Verbindungen, z. B. Ottokraftstoffe, wenn möglich kombiniert mit verbesserten Eigenschaften.

(a) Thermisches Cracken

Beim thermischen Cracken werden bestimmte Erdölfraktionen durch erhöhte Temperatur ohne Katalysator gespalten. Als Einsatzprodukte kommen hauptsächlich Gasöle und Destillationsrückstände in Frage, die abhängig vom Einsatzprodukt z. B. Crack-Benzin ergeben.

Die Temperaturen betragen zwischen 400 und 600 °C. Beim thermischen Cracken können die hochmolekularen Ausgangsprodukte am Prozessbeginn zu noch längeren Molekül-

ketten polymerisiert werden, wobei sie mit fortschreitendem Cracken dann wieder zu kleineren Crackprodukten mit den erwünschten kürzeren Molekülketten abgebaut werden.

(b) Katalytisches Cracken
Unter katalytischem Cracken versteht man Aufbrechen von Kohlenwasserstoffmolekülen in Gegenwart spezieller Crackkatalysatoren. Der Katalysator selbst leitet Reaktionen ein, lenkt und beschleunigt sie, erfährt beim Reaktionsablauf aber keine Veränderung. Beim katalytischen Cracken bedient man sich eines staubförmigen Aluminium-Silikat-Gemisches (Al_2O_3/SiO_2) als Katalysator.

Im Cat-Cracker werden Vakuumdestillate und ähnliche Produkte unter Anwendung des Katalysators in leichtere Produkte wie Gase, hochwertige Benzine, Gasöl und schweres Heizöl zerlegt. Die beim Cracken gewonnenen Benzine weisen höhere Oktanzahlen auf als Straight-run-Benzine.

(c) Hydrocracken
Das Hydrocracken ist ein katalytisches Spaltverfahren in Gegenwart von Wasserstoff und einem hohen Druck (ca. 100 bar). Bei diesem Verfahren werden große Moleküle zerbrochen und die partiell ungesättigten Verbindungen durch Anlagerung (Bindung) von Wasserstoffatomen zu gesättigten Kohlenwasserstoffen hydriert. Der für diesen Prozess notwendige Wasserstoff kann aus dem Reformierungsprozess (s. u.), bei dem er freigesetzt wird, zugeführt werden.

Das Hydrocracken ist das technisch flexibelste, aber auch das teuerste Konversionsverfahren. Je nach Katalysator und Betriebsbedingungen lässt sich die gewünschte Ausbeute bestimmen. So kann man im Hydrocracker entweder überwiegend Benzin oder auch Mitteldestillate erzeugen.

(d) Reformieren
Das bei der atmosphärischen Destillation gewonnene Straight-run-Benzin hat nur eine geringe Klopffestigkeit (ROZ = 40–50). Auch beim Crack-Benzin reicht die Oktanzahl für die heute im Einsatz befindlichen höher verdichteten Ottomotoren nicht aus. Aromaten und deren Homologen haben eine sehr hohe Oktanzahl (bis über 100). Es ist deshalb eine der gegebenen Möglichkeiten, durch Dehydrierung von Naphthenen und Dehydrocyclisierung von Paraffinen diese hochoctanigen Komponenten zu erhalten. Das Verfahren nennt man *katalytisches Reformieren*. Als Katalysator wird Platin auf Bauxit (Platformat) gewählt. Der Druck im Reaktor beträgt 20–55 bar, die Temperatur 470 bis 520 °C. Wie vorstehend schon erwähnt ist der im Platformer freigesetzte Wasserstoff ein wertvolles Produkt zur weiteren Verarbeitung und Veredlung von Kohlenwasserstoffen.

7.2.3 Entschwefeln im Hydrotreater

Schwefel ist ein – normalerweise unerwünschter – natürlicher Bestandteil des Erdöls. Je nach Lagerstätte ist der Gehalt z. T. stark unterschiedlich. Für die Abtrennung des überwiegend chemisch gebundenen Schwefels wird das Einsatzprodukt bei etwa 80 bar Druck und ca. 350 °C in Gegenwart eines Katalysators mit Wasserstoff behandelt. Unter den

Prozessbedingungen wird der Schwefel aus den Kohlenwasserstoffmolekülen abgespalten. Der entstehende Schwefelwasserstoff wird in einer nachgeschalteten Anlage vom Produkt getrennt und durch den sog. Claus-Prozess zu elementarem Schwefel aufgearbeitet.

7.3 Ottokraftstoffe

Ottokraftstoffe („Benzin“) bestehen aus Kohlenwasserstoffen mit vorzugsweise 4 bis 11 C-Atomen im Siedebereich zwischen 30 und 215 °C. Sie können auch sauerstoffhaltige Komponenten enthalten. Hochwertige Kraftstoffe enthalten darüber hinaus auch qualitätsverbessernde Zusätze (Additive). Kraftstoffe müssen frei sein von anorganischen Säuren, sichtbarem Wasser und festen Fremdstoffen. Sie sind vorgesehen für Ottomotoren (ausgeschlossen Flugmotoren). Ottokraftstoffe sind in der europäischen DIN EN 228 festgelegt und weiter unten aufgelistet. Detaillierte Spezifikationen und Einzelheiten finden sich in [7.1].

7.3.1 Zusammensetzung von Ottokraftstoffen

Ottokraftstoffe werden aus einer Vielzahl von Raffinerie-Komponenten aufgemischt, deren wichtigste nachfolgend beschrieben werden. Chemisch gesehen bestehen sie aus den Hauptgruppen Paraffine, Olefine, Aromaten und Alkohole/Ether. Man unterscheidet je nach Herstellverfahren (vgl. voriges Kapitel):

Katalytisches Reformat
Katalytisches Reformat (auch Platformat genannt) wird aus Rohbenzin hergestellt und zeichnet sich durch sehr gute Klopffestigkeit aus. Mit steigender Klopffestigkeit nimmt die Dichte und der Aromagehalt zu, Flüchtigkeit und Ausbeute dagegen ab.

Katalytisches Crack-Benzin
Katalytisches Crack-Benzin – hergestellt durch Cracken von Rückstandsöl – weist eine gute Flüchtigkeit auf, aber nur mittlere Klopffestigkeit. Sie liegt im Bereich von Normalbenzin. Crack-Benzine haben einen hohen Olefingehalt.

Thermisches Crack-Benzin
Thermisches Crack-Benzin – in erster Linie handelt es sich hierbei um Rückläufe aus der Petrochemie mit einem hohen Olefingehalt – hat mäßige Klopffestigkeit, akzeptable Flüchtigkeit und hohe Dichte.

Leichtsiedende Komponenten
Leichtsiedende Komponenten wie Butan, Isopentan und Isomerisat weisen gute Klopffestigkeit, niedrige Dichte und hohe Flüchtigkeit auf. Isomerisat besteht im Wesentlichen aus paraffinischen Kohlenwasserstoffen.

Sauerstoffhaltige Komponenten
Sauerstoffhaltige Komponenten wie z. B. Methanol, Tertiärbutylalkohol (TBA) oder Methyltertiärbutylether (MTBE) haben sehr hohe Klopffestigkeit. Aufgrund des Sauerstoff-

gehaltes ist jedoch ihr Energieinhalt niedriger, so dass sie dem Benzin nur in geringem Umfang beigemischt werden können. Die erlaubten Zugabemengen sind außerdem durch die bereits erwähnte DIN EN-Norm begrenzt.

7.3.2 Unerwünschte Bestandteile im Ottokraftstoff

In der natürlichen Zusammensetzung des Rohöls sind Bestandteile enthalten, die unerwünscht sind, weil sie z. B. toxisch sind oder zu Schäden an Motorbauteilen führen können. Ihr Gehalt im Kraftstoff wird deshalb begrenzt bzw. müssen aus dem Kraftstoff entfernt werden.

Benzol
Benzol ist ein natürlicher Bestandteil des Rohöls. Daneben entsteht es während der Verarbeitung des Rohöls zu Benzin. Der in Europa zulässige maximale Benzolgehalt im Benzin ist 1,0 Volumprozent.

Schwefel
Aktiver Schwefel greift Metalle an, insbesondere Kupfer. Der Gesamtschwefel ergibt bei der Verbrennung Schwefeldioxid und Schwefeltrioxid, welche mit dem gleichzeitig entstehenden Wasser schwefelige Säure oder Schwefelsäure bilden, die bei Kondensation (Kältebetrieb) Metalle korrosiv angreifen. Durch Schwefel kann auch die Wirkung des Katalysators beeinträchtigt werden. Niedrigste Schwefelgehalte deutlich unter 0,01 % sind im Super Plus vorhanden.

7.3.3 Kraftstoffzusätze (Additive)

Qualitativ hochwertige Ottokraftstoffe enthalten zur Leistungsverbesserung Wirkstoffe, sogenannte Additive. Diese werden dem Kraftstoff in der Raffinerie oder dem Tanklager bei der Befüllung der Tankwagen zugegeben. Durch die Additive erhalten die Kraftstoffe zusätzliche Eigenschaften, die für einen störungsfreien Betrieb erforderlich sind und die außerdem die Lebensdauer der Motoren verlängern. Weiterhin tragen sie zur Absicherung niedriger Abgasemissionen bei, ohne selbst negative Auswirkungen auf diese zu haben.

Die Kraftstoffzusätze bestehen aus Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff und Stickstoff und erzeugen im Motor die gleichen Verbrennungsprodukte wie der übrige Kraftstoff. In umfangreichen Untersuchungsprogrammen – angefangen bei Labortests bis hin zu Flottentests mit marktüblichen Fahrzeugen – wird aus den Einzelkomponenten ein abgestimmtes Wirkstoffsystem entwickelt, das effektiv in allen Ottokraftstoffsorten wirkt und laufend an die Motorentechnologie angepasst wird.

Additive sollen im Wesentlichen die Bildung von Ablagerungen im Einlasssystem und speziell auf den Einlassventilen verhindern. Weiterhin können bereits vorhandene Rückstände – z. B. verursacht durch Verwendung von nicht additiviertem Kraftstoff – reduziert werden. Ablagerungen auf den Ventilen können zu spürbaren Betriebsstörungen des Motors – z. B. Startprobleme, unrunder Lauf – führen. Verursacht durch eine verschlechterte Ver-

brennung, reduziert sich dadurch auch die Leistung, verbunden mit einem erhöhten Verbrauch und einem höheren Schadstoffgehalt im Abgas.

Weiterhin geben Additive Schutz vor Korrosion, z. B. werden Bauteile aus Stahl, Bunt- und Leichtmetallen, wie z. B. Fahrzeugtank, Benzinleitungen und das Einspritzsystem geschützt, indem die Metallflächen mit einem Schutzfilm überzogen und dadurch passiviert werden. In Kombination mit einem hochwertigen Motorenöl wird die Wirksamkeit des Additivs hinsichtlich Motorensauberkeit noch verbessert.

Kraftstoffzusätze, die vom freien Handel zur zusätzlichen Additivierung direkt in den Fahrzeugtank angeboten werden, beeinflussen die Wirksamkeit der bereits in den Markenkraftstoffen vorhandenen Additive und können negative Auswirkungen haben.

7.3.4 Wesentliche Eigenschaften von Ottokraftstoffen

Die Kraftstoffeigenschaften werden durch die physikalischen und chemischen Kennwerte beschrieben. Motorenkonstruktion, Motorabstimmung und Kraftstoffeigenschaften müssen aufeinander abgestimmt sein. Die für Transport, Lagerung, Eignung für den motorischen Betrieb und den Einfluss auf die Umwelt relevanten Eigenschaften und Mindestanforderungen sind in der europäischen DIN EN 228 festgelegt. Sie können durch die eingesetzten Raffinerieverfahren, Auswahl und Konzentration der einzelnen Komponenten sowie durch Zugabe von Additiven beeinflusst werden.

In nachfolgender Übersicht, Tab. 7.1, werden die in der DIN EN 228 festgelegten Eigenschaften sowie die grundlegenden Eckdaten und Anforderungen an unverbleite Kraftstoffe, so wie sie ab Anfang des Jahres 2000 zum Tragen gekommen sind, auszugsweise aufgezeigt. Auf die in der Praxis wichtigen Eigenschaften wie Klopffestigkeit, Siedeverlauf und Abdampfrückstand wird etwas tiefer eingegangen.

Ottokraftstoff enthält, wie weiter oben bereits erwähnt, in begrenztem Umfang sauerstoffhaltige Komponenten, im Wesentlichen Alkohole oder Äther, die gezielt zur Oktanzahlverbesserung eingesetzt werden können. Ein weiterer Effekt ist eine bessere Innenkühlung, die den Oktanzahl*bedarf* des Motors herabsetzen kann. Bei allen Vorteilen muss aber ganz klar der Nachteil möglicher Dichtungsunverträglichkeiten und auch die potenzielle Gefahr der gefürchteten Phasentrennungen bei Anwesenheit von Wasser, z. B. aus Kondenswasser, gesehen werden. Der Gehalt an sauerstoffhaltigen Komponenten ist u. a. daher begrenzt. Ab dem Jahr 2000 dürfen Ottokraftstoffe nicht mehr als 2,7 m% (Massenprozent) Sauerstoff in Form von sauerstoffhaltigen Verbindungen enthalten.

Reduziert wurde gegenüber 1999 auch der Schwefelgehalt von bis dahin zulässigen 500 auf 150 mg/kg. Seit 2005 dürfen nicht mehr als 50 mg/kg im Ottokraftstoff enthalten sein.

Für Motorräder u. U. sehr nachteilige Auswirkungen kann die Begrenzung des Dampfdrucks für die Sommerqualität auf max. 60 kPa ab dem Jahr 2000 haben, was durch einen verringerten Anteil niedrigsiedender Komponenten im Kraftstoff erreicht wird. Der Grund für diese Maßnahme ist die geringere Emission von Kraftstoffanteilen aus den Tanks der Fahrzeuge im Sommer. Motorrädern mit Vergaser fehlt aber dann ein gewisser Anteil an leichtflüchtigen Kraftstoffbestandteilen, der auch im Sommer zum problemlosen Kaltstart benötigt wird.

Tab. 7.1 Unverbleite Kraftstoffe (abschnittsweise Auszug nach DIN EN 228 – Teil 1)

Unverbleite Ottokraftstoffe nach DIN EN 228		Super Plus	Normal	Super
Dichte bei 15 °C	kg/m^3	720–775	720–775	720–775
Unterer Heizwert Hu	kJ/kg	ca. 42 700	ca. 42 700	ca. 42 700
Klopffestigkeit	ROZ	Min. 98,0	Min. 91,0	Min. 95,0
	MOZ	Min. 88,0	Min. 82,5	Min. 85,0
Bleigehalt	g Pb/l	Max. 0,005	Max. 0,005	Max. 0,005
Flammpunkt	°C	<21	<21	<21
Zündtemperatur	°C	ca. 220	ca. 220	ca. 220
Siedeverlauf:				
Insgesamt verdampfte Volumenanteile				
Bis 170 °C (E 70) Sommer	%	20–48	20–48	20–48
Winter/Übergang	%	22–50	22–50	22–50
Bis 100 °C (E 100) Sommer	%	46–71	46–71	46–71
Winter/Übergang	%	46–71	46–71	46–71
Bis 150 °C (E 150)	%	Min. 75	Min. 75	Min. 75
Siedeendpunkt (FBP)	°C	Max. 210	Max. 210	Max. 210
Destillationsrückstand als Volumenanteil	%	Max. 2	Max. 2	Max. 2
Dampfdruck Sommer	kPa	45–60	45–60	45–60
Winter/Übergang	kPa	60–90	60–90	60–90
Abdampfrückstand	mg/100 ml	Max. 5	Max. 5	Max. 5
Benzolgehalt angegeben als Volumenanteil	%	Max. 1	Max. 1	Max. 1
Schwefelgehalt angegeben als	mg/kg	150	150	150
Olefingehalt Volumenanteile	%	18	21	18
Aromatengehalt Volumenanteile	%	42	42	42

Weitere sehr wichtige Kriterien für den Kraftstoff sind:

(a) Klopffestigkeit

Unter Klopffestigkeit versteht man die Fähigkeit des Kraftstoffes, die unkontrollierte Verbrennung (Klingeln bzw. Klopfen), ausgelöst durch Selbstzündung, zu verhindern, vgl. Abschn. 3.4.3.

Die Klopffestigkeit des Kraftstoffs, deren Maßstab die Oktanzahl ist, muss größer sein als die Oktanzahlanforderung des Motors, da andernfalls der Motor klopft bzw. klingelt. Im Gegensatz zur normalen Verbrennung, die sich ziemlich gleichmäßig mit ca. 20 m/s ausbreitet, entstehen beim Klopfen zusätzliche ungesteuerte Entflammungen im verdichteten und erhitzten, aber noch nicht brennenden Kraftstoff/Luft-Gemisch, mit steilem Druckanstieg und etwa zehnfachen Verbrennungsgeschwindigkeiten, Abb. 7.3. Sie verursachen Überhitzung (verbunden mit Leistungseinbuße und Verbrauchserhöhung) und unzulässige Triebwerksbelastungen, die zu Kolben-, Ventil- und Lagerschäden führen.

Die Oktanzahl wird im 1-Zylinder-Prüfmotor (CFR-Motor) bestimmt, dessen Verdichtungsverhältnis während des Betriebes verändert werden kann. Die Bestimmung der Oktanzahl erfolgt durch Vergleich mit Mischungen aus den Bezugskraftstoffen normal-Heptan (Oktanzahl = 0) und iso-Oktan (Oktanzahl = 100). Der Volumenanteil iso-Oktan des Bezugskraftstoffs, der gleiche Klopfintensität hat wie der zu prüfende Kraftstoff, ist dessen Oktanzahl.

Die Bestimmungen der Klopffestigkeit im Prüfmotor (Labor) erfolgen nach zwei Methoden:

- ROZ (Research Oktan Zahl 600 U/min; ohne Gemischvorwärmung)
- MOZ (Motor Oktan Zahl 900 U/min; Gemischvorwärmung 150 °C)

Die ROZ beschreibt die Klopffestigkeit des Kraftstoffs bei niedriger Motorendrehzahl und beim Beschleunigen. Die MOZ beschreibt die Klopffestigkeit des Kraftstoffs im oberen Geschwindigkeitsbereich, z. B. bei Autobahnfahrt. Die MOZ-Methode liefert niedrigere Oktanzahlen als die ROZ, da sie unter mechanisch und thermisch härteren Bedingungen ermittelt wird.

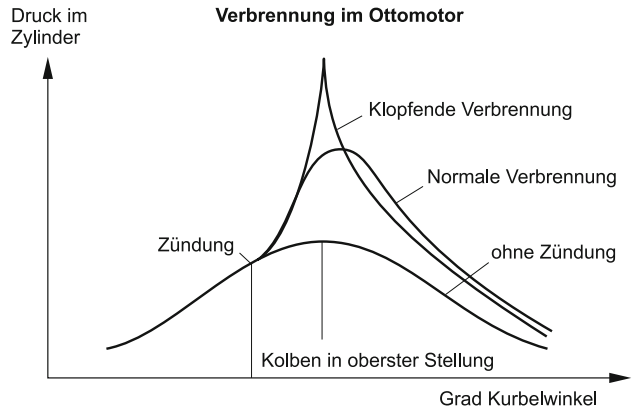


Abb. 7.3 Druckverlauf im Brennraum bei normaler und klopfender Verbrennung

Die Mindestoktanzahl des Kraftstoffs für klopffreien Betrieb wird vom Fahrzeughersteller in der Betriebsanleitung angegeben. Um Motorschäden zu vermeiden, darf sie nicht unterschritten werden. Sie ist abhängig vom Verdichtungsverhältnis, von der Zündeinstellung, dem Luftverhältnis, der Brennraumgestaltung, den Betriebsbedingungen und den Betriebsstoffen (Kraftstoff und Öl).

(b) Flüchtigkeit

Ottokraftstoff ist ein Gemisch aus einer Vielzahl von Kohlenwasserstoffen. Der Siedepunkt dieser Einzelkomponenten wird maßgeblich durch ihre Molekülgröße (Anzahl der C-Atome) bestimmt. Der fertig gemischte Ottokraftstoff hat daher keinen festen Siedepunkt, sondern einen Siedebereich. Wohlausgewogenes Siedeverhalten ist eine wesentliche Voraussetzung für den Betrieb von Fahrzeug-Ottomotoren unter allen vorkommenden Betriebsbedingungen. Abb. 7.4 zeigt beispielhaft den Siedeverlauf eines typischen Ottokraftstoffes.

Leichte, d. h. niedrigsiedende Anteile sorgen für rasches Anspringen des kalten Motors mit gutem Fahrverhalten und niedriger Abgasemission in der Anwärmperiode. Zuviel leichtsiedende Anteile können jedoch im Sommer zur Dampfblasenbildung.

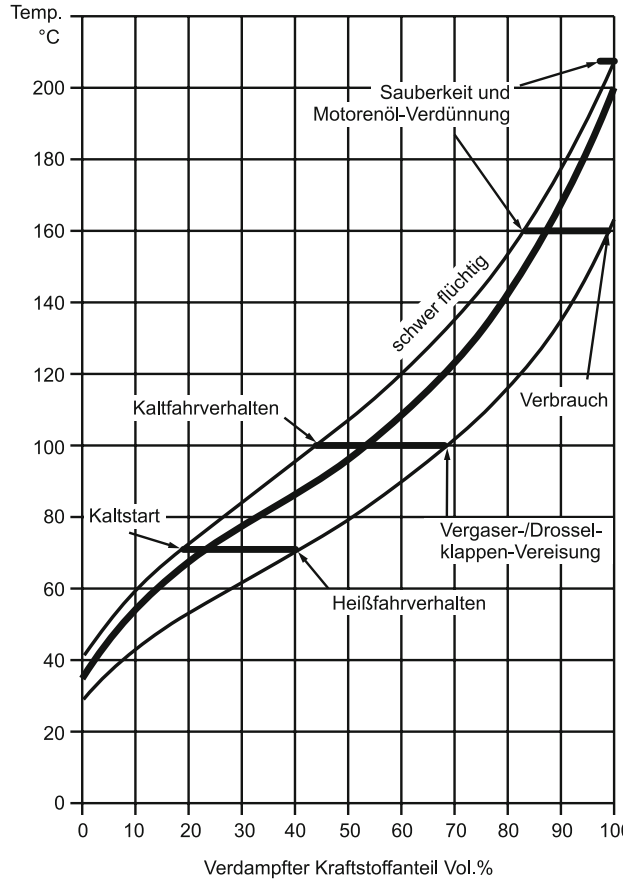


Abb. 7.4 Siedekurve/Flüchtigkeit des Ottokraftstoffs und ihre Bedeutung für den motorischen Betrieb

Schwere, d. h. hochsiedende Anteile sind einerseits erwünscht, da sie mehr Energie enthalten als leichtsiedende; zu viel schwersiedende Anteile können jedoch insbesondere bei Kaltbetrieb an den Zylinderwänden kondensieren. Sie gelangen in den Ölfilm und verdünnen das Motorenöl. Erhöhter Verschleiß und Anstieg der Schadstoffe im Abgas sind die Folgen.

(c) Abdampfrückstand
Der Abdampfrückstand des Kraftstoffs gibt sowohl Hinweise über den Inhalt von Wirkstoffen im Kraftstoff (Detergentien) als auch über zu erwartende Verschmutzung des Motors durch instabile Kraftstoffanteile. Der sog. ungewaschene Abdampfrückstand, der meist in öliger Form gefunden wird, beschreibt die Konzentration der im Kraftstoff vorhandenen Wirkstoffe (Additive). Nach Herauslösung der Additive verbleibt der „gewaschene Abdampfrückstand", bestehend aus harzartigen Rückständen. Diese verursachen Rückstandsbildung im Motor.

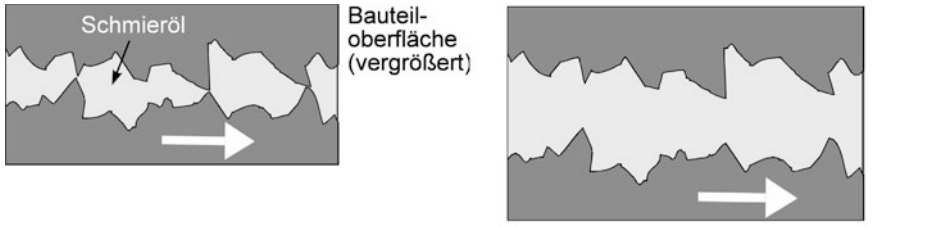
7.3.5 Rennkraftstoffe

Rennkraftstoffe unterliegen üblicherweise noch engeren Spezifikationen als die kommerziellen Kraftstoffe an den Tankstellen. In ihrer Grundzusammensetzung sind sie oft kaum von den Kraftstoffen an den Tankstellen zu unterscheiden. Sie sind heutzutage ebenfalls unverbleit und sind in den Oktanzahlen nur noch marginal höher. Üblich bei Superbike- und GP-Qualitäten sind maximal 102 (ROZ) und 90 (MOZ). Trotzdem lassen sich Mehrleistungen von durchaus 3 % und darüber gegenüber den besten Tankstellenkraftstoffqualitäten erreichen. Dies ist möglich durch den maximierten Einsatz von Komponenten, die z. B. eine hohe Flammgeschwindigkeit aufweisen, schnellen Energieumsatz ermöglichen oder durch eine gute Innenkühlung den Liefergrad verbessern und gleichzeitig den Oktanzahlbedarf reduzieren können.

Obwohl Rennkraftstoffe normalerweise in jedem Motor einen Leistungsanstieg bewirken, hat es sich aber gezeigt, dass die besten Erfolge mit maßgeschneiderten Rennkraftstoffen möglich sind. So ist ein optimaler Kraftstoff für Zweitakter meistens nicht die beste Wahl für einen Rennviertakter, und innerhalb dieser Gruppen gibt es auch noch Potenzial auf maßgeschneiderte Optimierung. Dies geschieht idealerweise auf Motorenprüfständen bei gleichzeitiger Anpassung der Motoren. In einem nächsten Schritt muss dann unter Rennbedingungen auf der Straße oder im Gelände optimiert werden, denn nicht nur die maximale Leistung zählt, sondern ebenso wichtig ist eine optimale Kraftentfaltung unter Rennbedingungen. Der Motor muss „am Gas hängen" und darf nicht träge reagieren.

7.4 Motorenöle

Die Hauptaufgabe des Motorenöles ist die Herabsetzung der Reibung zwischen den sich bewegenden Teilen in Motor und im Motorrad üblicherweise auch im Getriebe. Durch die Ausbildung eines geschlossenen Schmierfilms zwischen den bewegten Teilen werden die Kontaktoberflächen getrennt und so eine Berührung der Teile und ein Verschleiß weitest-



Mischreibung

Das Schmieröl bildet keinen geschlossenen Film, sondern füllt nur die „Täler" der Oberflächenrauigkeit aus. Die Rauigkeitsspitzen der Oberflächen berühren sich teilweise und werden durch die Bewegung allmählich abgetragen.

⇒ erhöhte Reibung, geringer Verschleiß

Flüssigkeitsreibung

Die Bauteiloberflächen werden durch einen geschlossenen Schmierfilm vollständig getrennt. Die Bauteile „schwimmen" infolge der Relativbewegung auf einem Ölpolster. Es tritt keine Berührung der Oberflächen auf.

⇒ geringste Reibung und keinerlei Verschleiß

Abb. 7.5 Mischreibung und Flüssigkeitsreibung und Wirkung des Schmierfilms

gehend unterbunden. Abb. 7.5 zeigt in einer schematischen Darstellung den grundsätzlichen Mechanismus der Reibung und die Wirkung des Schmierfilms.

Es muss gewährleistet sein, dass das Öl genügend gut an den Bauteiloberflächen haftet und auch bei hoher Belastung der Schmierfilm nicht „weggedrückt" wird und abreißt. Diese Eigenschaften werden bei einem Öl durch maßgeschneiderte Kombination von geeignetem Grundöl und gezielte Zugabe von Additiven (Ölzusätzen) erreicht.

Dabei ist zu beachten, dass das Öl neben seiner primären Aufgabe, nämlich

- Schmierung und Verschleißschutz,

noch eine Reihe anderer wichtiger Aufgaben zu erfüllen hat.

Diese zusätzlichen Aufgaben des Schmieröls sind:

- Kühlung
- Wärmetransport
- Feinabdichtung
- Korrosionsschutz
- Neutralisation von aggressiven Verbrennungsprodukten
- Dispergieren („in-Schwebe-halten") von festen Fremdstoffen und
- Sauberhalten des Motorinneren.

Dabei muss bei der Entwicklung eines Öles sehr sorgfältig darauf geachtet werden, dass auch Aspekte nicht außer Acht gelassen werden wie:

- Verträglichkeit mit Dichtungen
- Verträglichkeit mit Abgasnachbehandlungssystemen (Katalysatoren)
- maximale Umweltverträglichkeit der Additivierung, bis hin zur
- Mischbarkeit mit anderen Motorenölen.

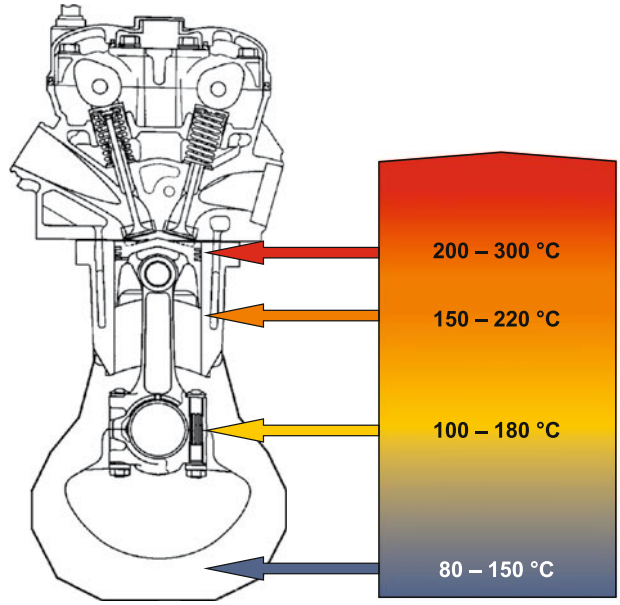


Abb. 7.6 Temperaturbereiche im Motor

Fast alle diese Aufgaben haben Öle z. T. noch bis in die 50er-Jahre ohne den Einsatz von Additiven, also leistungsverstärkenden Komponenten, verrichten müssen. Verschleißprobleme z. B. im Ventiltrieb konnten damals zuweilen durch Einsatz eines dickeren Öles gelöst werden. Heutzutage ist das nicht mehr möglich. Neben hohen Temperaturen im Motor, Abb. 7.6, treten im Schmierfilm auch sehr hohe Drücke auf. Beispielsweise wirken an der Kontaktstelle zwischen Nocken und Übertragungselement (Kipphebel, Stößel) sehr hohe Pressungskräfte. Der Druck im (sehr dünnen) Schmierfilm an dieser Stelle kann bis zu 10.000 bar betragen.

Über das sog. „blow by“, einen normalerweise geringen Anteil an Verbrennungsgasen, die während der Verbrennung an den Kolben vorbei in das Kurbelgehäuse gelangen, wird mit den heißen Abgasen unverbrannter oder nur teilweise verbrannter Kraftstoff und Wasser aus dem Verbrennungsprozess in das Motorenöl eingetragen, wie auch saure aggressive Verbrennungsprodukte. Erst in den 40er-Jahren wurden den bis dahin eingesetzten reinen Mineralölen Zusätze, die sogenannten *Additive*, zugegeben, die zu einer deutlichen Verbesserung der Leistungsfähigkeit der Öle führten. Damit war ein wichtiger Schritt getan, der den Ingenieuren in der Fahrzeugentwicklung eine wichtige Voraussetzung für die Konstruktion leistungsfähigerer Aggregate bot.

Heutzutage sind z. B. die Ventiltriebe der Viertaktmotoren so hoch belastet, dass sie nicht mehr ohne Verschleißschutzadditive im Motorenöl überleben würden. Selbst ein Öl höchster Viskosität wäre hier ohne Verschleißschutzadditiv vollkommen überfordert. Moderne Viertaktmotorenöle beinhalten heute je nach Qualität zwischen 5 und 25 % Additivpaket, d. h. einen Cocktail aus in Grundöl vorgelösten Additiven mit den verschiedensten Aufgaben. Das ist das eigentliche Leistungspaket moderner Öle.

Bevor die wesentlichsten Typen dieser Additive und deren Aufgaben erklärt werden, soll auf die verschiedenen Grundöltypen eingegangen werden.

7.4.1 Grundöle

(a) Mineralöle

Die Gewinnung von Schmierölen für Motor und Getriebe erfolgt hauptsächlich aus Erdöl, das in chemisch-physikalischen Verfahren aufbereitet wird. Die Grundverfahren zur Trennung des mineralischen Rohöls in verschiedene Produktgruppen wurden im Abschn. 7.2 bereits ausführlich erläutert. So liefert die Destillation als Ausgangsprodukt für die weitere Schmierölherstellung Kohlenwasserstoffe mit 20 bis 35 Kohlenstoffatomen. Dieses Destillat enthält aber noch unerwünschte Bestandteile, die im Motorbetrieb zur beschleunigten Ölalterung sowie zur Bildung von Säuren und Ölschlamm führen würden. Daher muss das Destillat durch Raffinationsverfahren weiter veredelt werden. Bei dieser Raffination werden spezifische, schädliche Kohlenwasserstoffkomponenten durch Lösungsmittel weitgehend aus dem Öl herausgewaschen. Ein weiteres Raffinationsverfahren ist das Hydrieren, bei dem durch Anlagerung von Wasserstoff ungesättigte Kohlenwasserstoffe in gesättigte, alterungsstabile Verbindungen umgeformt und Schwefel und Stickstoffverbindungen aus dem Öl entfernt werden. Das so entstandene Raffinat dient als Grundöl für die weitere Schmierölherstellung. Aufgrund der vielfältigen Verzweigungsmöglichkeiten von langkettigen Kohlenwasserstoffmolekülen (vgl. Isomeriemöglichkeiten weiter oben) sind die Moleküle eines mineralischen Grundöls jedoch niemals einheitlich strukturiert, sondern bestehen immer aus verschiedenen Komponenten.

Mineralöle haben den Vorteil einer relativ preisgünstigen Herstellung. In Kombination mit einem leistungsfähigen Additivpaket sind durchaus gute Motorenölqualitäten herstellbar. Es sollte aber vom Einsatz niedriger Viskositäten im Motorradmotor abgesehen werden, insbesondere aus Gründen einer nur marginalen Verdampfungsstabilität niedrigviskoser Mineralöle.

(b) Synthetiköle

Einen wesentlich gleichmäßigeren chemischen Aufbau haben hingegen synthetische Schmieröle. Diese werden aus Spaltprodukten des Erdöls gewissermaßen als Maßanfertigung gezielt aufgebaut, sie sind also auch Kohlenwasserstoffe. Dazu wird Rohbenzin aus der Erdöldestillation durch Cracken zunächst in sehr kurze, einfach gebaute Moleküle zerlegt (z. B. in gasförmiges Ethen). Anschließend werden diese Gasmoleküle in mehreren Verfahrensschritten wieder zu langkettigen Kohlenwasserstoffmolekülen planmäßig zusammengesetzt (*Poly-Alpha-Olefine, PAO*), wobei durch das Syntheseverfahren sich die gewünschte Molekülstruktur einstellen lässt. Eine Vakuumdestillation trennt bestimmte Molekülgrößen ab und eine Hydrierung sättigt verbleibende instabile Molekülbindungen ab. Das Ergebnis ist ein vollsynthetisches Grundöl. Aufgrund seiner planmäßigen chemischen Struktur und den stabilen, abgesättigten Bindungen bleiben die chemischen Veränderungen in den Ölmolekülen unter Temperatureinfluss im Betrieb klein, so dass synthetische Öle neben den gesamthaft besseren Schmierstoffeigenschaften auch eine sehr gute

Alterungsbeständigkeit haben. Sie werden im Pkw-Bereich bevorzugt als sogenanntes Leichtlauföl eingesetzt. Im Motorradeinsatz ist von Pkw-Leichtlaufölen abzuraten, da die niedrige Grundölviskosität zu Verschleiß im integrierten Getriebe führen kann. Die als Additiv hinzugefügten und für Pkw-Motoren sinnvollen Reibwertminderer, die zur Kraftstoffeinsparung beitragen, begünstigen bei Motorrädern mit Nasskupplung das Durchrutschen der Kupplung im Betrieb.

Andererseits weisen Synthetiköle, die gezielt für *Motorräder* entwickelt wurden (also nicht zu dünn ausgelegt und ohne Reibwertminderer) eine Reihe nennenswerter Vorteile auf. So führt das überlegene Kaltfließverhalten zu schneller Durchölung nach dem Kaltstart. Das ist auch im Sommer vorteilhaft (geringerer Kaltstart-Verschleiß). Die vergleichsweise bessere Verdampfungsstabilität bringt geringeren Ölverbrauch mit sich und bessere Schmiersicherheit. Professionelle Rennteams setzen daher generell Synthetiköl ein. Außerdem besitzen Synthetiköle eine „eingebaute Mehrbereichscharakteristik", kommen also mit weniger Viskositätsindexverbesserern aus und können somit scherstabiler ausgelegt werden. Auch für die Motorsauberkeit hat dies Vorteile. Auf die Viskositätsindexverbesserer wird später noch ausführlicher eingegangen.

(c) Hydrocracköle
Ein weiteres Verfahren zur Erzeugung von verbesserten Grundölen aus Erdöl ist das teilweise Cracken von Raffinatprodukten in einer Wasserstoffatmosphäre unter Verwendung spezieller Katalysatoren. Es entstehen kürzere Schmierstoffmoleküle, die aufgrund des Herstellverfahrens eine bevorzugte, gewünschte Molekülstruktur aufweisen. Diese als Hydrocracköle bezeichneten Grundöle liegen in ihren Eigenschaften näher bei den synthetischen Ölen, gehören aber noch zu den mineralischen Ölen, weil die Moleküle der Kohlenwasserstoffe nur verändert, nicht aber vollständig neu aufgebaut (synthetisiert) werden.

Ein ganz besonderer Vorteil von Hydrocrackölen liegt bei den qualitativ höherwertigen Typen (XHVI) in einem sehr hohen Viskositätsindex, der teilweise noch über denen synthetischer Grundöle (PAO) liegt.

(d) Teilsynthetische Öle
Mischungen von synthetischen Ölen und Mineralölen werden als teilsynthetische Öle bezeichnet. Insbesondere im Pkw-Bereich werden Mineralölen oft Anteile von Synthetiköl zugegeben, um so die Verdampfungsneigung zu reduzieren.

7.4.2 Additive

(a) Verschleißschutzadditive
Diese Additive (im Motorenöl üblicherweise *Zink-Dialkyldithiophosphate, ZnDDP*) legen sich schützend zwischen die Metallgleitpaarungen, wenn der Druck so stark ansteigt, dass der Ölfilm komplett weggedrückt wird. Daher werden diese Additive auch *EP-Additive* genannt (extreme pressure). Sie sind chemisch reaktiv, bauen allmählich einen Schutzfilm auf und vermeiden so den Kontakt von Metall zu Metall, der sonst zu Fressverschleiß führen würde.

Neue, noch nicht eingelaufene Motoren, müssen diesen Schutzfilm erst langsam während der Einlaufphase aufbauen. Zink-Dialkyldithiophosphate werden bei der Erfüllung ihrer Aufgabe zerstört, sind also irgendwann aufgebraucht, weswegen Ölwechsel oder zumindest Ölnachfüllungen so wichtig sind. ZnDDP brauchen ein Minimum an Öltemperatur, um überhaupt ihren Schutz aufzubauen. Es gibt ZnDDP, die bei relativ niedrigen Öltemperaturen bereits aktiv werden (sekundäre ZnDDP) und andere, die erst bei hohen Temperaturen optimal schützen. Daher ist beim Einfahren eines Motors auch erwünscht, dass ein weites Temperaturprofil erreicht wird, ohne den Motor bereits zu stark zu belasten.

(b) Antioxidantien
Öl unterliegt als ein Naturprodukt einer natürlichen Alterung. Alterung tritt ein, wenn das Öl mit Luftsauerstoff reagiert. Die Alterung, durch die ein Öl mehr und mehr eindickt, ist sehr stark von der Temperatur abhängig, der ein Öl ausgesetzt wird. Eine Faustregel besagt, dass bei durchschnittlich 10 °C höherer Öltemperatur eine doppelt so rasche Alterung eintritt. Also altert ein Öl, das durchschnittlich 110 °C im Ölsumpf aufweist, doppelt so schnell wie eines, das im Durchschnitt 100 °C aufweist, müsste also genau genommen doppelt so häufig gewechselt werden. Antioxidantien machen das Öl in dieser Beziehung unempfindlicher, so dass bei Einhaltung der vorgeschriebenen Ölwechselintervalle eine Eindickung durch Alterung normalerweise vermieden werden kann. Dies ist auch erwünscht, da eingedicktes Öl unnötig Leistung und Kraftstoff kostet. Wichtige Antioxidantien sind *Phenole* und *Amine*. Übrigens wirken auch die oben bereits genannten Zink-Dialkyldithiophosphate als Antioxidantien, reichen aber allein üblicherweise nicht aus.

(c) Detergentien
Detergentien sind „Waschmittel“, die den Motor innen sauber halten. Werden z. B. die Kolben nicht sauber genug gehalten, kann es zu Ringstecken kommen. Zunächst treten dann „kaltfeste“ Kolbenringe auf. Der Motor hat in kaltem Zustand unzureichende Kompression und springt schlecht an. In warmem Zustand lösen sich die Ringe aber wieder und die Kompression ist in Ordnung. Schlimmer wird es, wenn „heißfeste“ Ringe auftreten, die dann auch im heißen Motor nicht mehr korrekt abdichten. Die heißen Abgase streichen dann mehr und mehr ungehindert am Kolbenhemd vorbei und heizen den Kolben so auf, dass es durch die thermisch verursachte Ausdehnung des Kolbens zum Kolbenfresser kommt.

Trotzdem, ein Zuviel an Detergentien kann auch schaden. Detergentien sind besonders reichhaltig in Hochleistungsölen für Lkw enthalten, da hier der ins Öl eingetragene Ruß von den Metalloberflächen abgewaschen werden soll. Trotzdem sind diese Hochleistungs-Lkw-Öle für Benzinmotoren nicht geeignet, da Detergentien bei der Verbrennung, wie sie beim Ölverbrauch im Brennraum des Motors auftritt, Metallmoleküle an der Brennraumoberfläche hinterlassen, die bei zu hoher Dosis an Detergentien zu Glühzündungen mit nachfolgendem Motorschaden führen können. Chemisch gesehen sind Detergentien sogenannte Metallsalze wie *Sulfonate*, *Phenate* und *Salicylate*, die meistens das Metall *Calcium* enthalten.

(d) Dispergentien
Diese Additive halten die Fremdstoffe im Motorenöl in der Schwebe, damit sie beim nächsten Ölwechsel mit dem Altöl den Motor verlassen. Dabei ist schwarzes Öl ein Zeichen dafür, dass die Dispergentien gut ihrer Aufgabe nachkommen. Sauberes Öl beim Ölwechsel ist eher bedenklich, denn wenn die Fremdstoffe nur unzureichend in Schwebe gehalten werden, kann es zum gefürchteten Schwarzschlamm kommen. Erfreulicherweise sind Motorräder davon, im Gegensatz zu Pkw, so gut wie gar nicht betroffen. Als Dispergentien werden z. B. *Succinimide* eingesetzt.

(e) Fließverbesserer
Diese Zusätze sind besonders wichtig im Einsatz unter strengen Winterbedingungen. Öle werden dadurch wintertauglicher gemacht. Doch schützen sie den Motor auch bei einem Kaltstart unter sommerlichen Temperaturen. Der Motor springt nicht nur besser an, sondern die Schmierstellen werden auch schneller mit Öl versorgt, wodurch der Verschleiß weiter reduziert wird, denn Kaltstarts belasten Motoren bekanntlich überproportional hoch. Als Fließverbesserer werden z. B. *Polymethylacrylate* eingesetzt.

(f) Buntmetallpassivatoren
Buntmetalle wie Ventilschaftabdichtungen aus Messing können durch diese Additive zusätzlich vor dem Angriff aggressiver Substanzen im Gebrauchtöl geschützt werden.

(g) Dichtungsverträglichkeitsverbesserer
Es ist wichtig, die empfindlichen Gummidichtlippen besonders zu schützen. Es dürfen weder Quellung oder Aufweichung noch Verhärtung auftreten. Über gekonnte Additivierung und Grundölkomposition (z. B. *Ester*) kann man hier viel zum Schutz der Dichtungen erreichen.

(h) Schaumdämpfer
Gerade hochdrehende Motoren sollten vor der Bildung von Oberflächenschaum geschützt sein. Wird Luft oder lufthaltiges Öl angesaugt, kann es rasch zu einem Zusammenbruch des Schmierfilms kommen. Gleitlager können dadurch über kurz oder lang zerstört werden. Insbesondere Kavitation, also eine Art „Höhlenbildung“ durch „Mikroexplosionen“ in Bereichen des Lagers, wo der Öldruck stark abfällt, kann hier in hochbelasteten Gleitlagern auftreten. Hier können übrigens auch leichtflüchtige Bestandteile im Öl wie eingetragener Kraftstoff eine Rolle spielen. Als Schaumdämpfer werden üblicherweise geringe Mengen an Silikonöl zugegeben.

(i) Reibwertminderer
Reibwertminderer können den Leichtlauf eines Motors verbessern und so helfen, den Kraftstoffverbrauch geringfügig zu senken oder die Leistung etwas zu erhöhen. Größenordnungen von deutlich mehr als 0,5 % sind aber nicht zu erwarten. Reibwertminderer werden bevorzugt in sogenannten *Leichtlaufölen* für Pkw eingesetzt.

Wie im Abschnitt über Synthetiköle schon erwähnt können Reibwertminderer in Motorrädern mit Nasskupplung zum berüchtigten Kupplungsrutschen führen. Deshalb werden

diese Zusätze normalerweise in Schmierölen, die speziell für Motorräder konzipiert wurden, *nicht* verwendet. Selbst für Motorräder mit Trockenkupplung ist vom Einsatz von Pkw-Leichtlaufölen eher abzuraten, da diese Öle generell oft zu dünn für die spezifisch viel höher belasteten Motorradmotoren sind. Auch die Getriebe, sofern sie vom Motoröl geschmiert werden, reagieren empfindlich und mit Verschleiß an den Zahnflanken auf ein zu dünnes Öl.

7.4.3 Viskositätsindexverbesserer

Öle besitzen naturgemäß eine gewisse „Zähigkeit". Diese ist vergleichsweise hoch bei niedrigen Temperaturen (hohe Viskosität) und nimmt bei steigenden Temperaturen deutlich ab (niedrige Viskosität). Idealerweise könnte man sich ein Öl vorstellen, das bei jeder Temperatur die gleiche Viskosität aufweisen würde. D. h. bei Kälte ermöglicht es einen leichten Motorstart und ist schnell an den Schmierstellen im Motor verfügbar. Gleichzeitig würde solch ein ideales Öl bei thermisch hoher Belastung nie zu dünn werden. Leider gibt es solche Öle nicht, und so muss ein technischer Trick weiterhelfen, Ölen wenigstens annähernd solch eine Charakteristik, also eine sogenannte „*Mehrbereichs-Charakteristik*", zu geben. Hierzu gibt es zwei Möglichkeiten, die auch miteinander kombiniert werden können. Zunächst kann über eine geeignete Grundölauswahl bereits eine Mehrbereichscharakteristik erreichen. Synthetische Öle und insbesondere die höherwertigen Hydrocracköle besitzen hier gute Ausgangseigenschaften. Dann kann man Wirkstoffe, sogenannte Viskositätsindexverbesserer, zugeben. Diese VI-Verbesserer sind sehr große Moleküle, etwa 2- bis 3000 mal so groß wie Ölmoleküle. Im kalten Zustand sind sie – vereinfacht ausgedrückt – zusammengeknäult und dicken das Öl nur wenig ein. Im heißen Zustand entknäulen sie sich aber so stark, dass sie das Fließen der Ölmoleküle behindern. Dies führt zu einer erwünschten Bremsung des Dünnerwerdens des Öles bei hohen Temperaturen.

Leider können VI-Verbesserer unter hoher Scherung zerschnitten werden und somit ihre Wirkung verlieren. Zusätzlich neigen sie dazu, den Motor ganz besonders an heißen Stellen wie im Kolbenbereich zu verschmutzen (z. B. Kohlebildung in der ersten Kolbenringnut). Gerade in Motorradmotoren, in denen nicht nur im Ventiltrieb sehr hohe Scherkräfte auf das Öl wirken, sondern zusätzlich ganz besonders im integrierten Getriebe und an der Nasskupplung. Daher sollten im Motorradöl VI-Verbesserer nur sparsam zudosiert werden. Auf unnötig große Viskositätsspannen sollte verzichtet werden, da dann selbst ein hochwertiges synthetisches Grundöl große Mengen an VI-Verbesserern benötigt. In Straßentesten mit Motorrädern konnte gezeigt werden, dass synthetische Öle mit moderater Viskositätsspanne pro 1000 km etwa drei Prozent ihrer Viskosität durch Scherung verloren, während selbst synthetische Öle, aber mit hoher Viskositätsspanne, über 16 % pro 1000 km verloren.

Als VI-Verbesserer werden z. B. *Polyolefine*, *Polyisobutene*, *Styrol/Olefin – Copolymere* und *Polyacrylate* eingesetzt. Abb. 7.7 zeigt schematisch die Wirkungsweise von VI-Verbesserern.

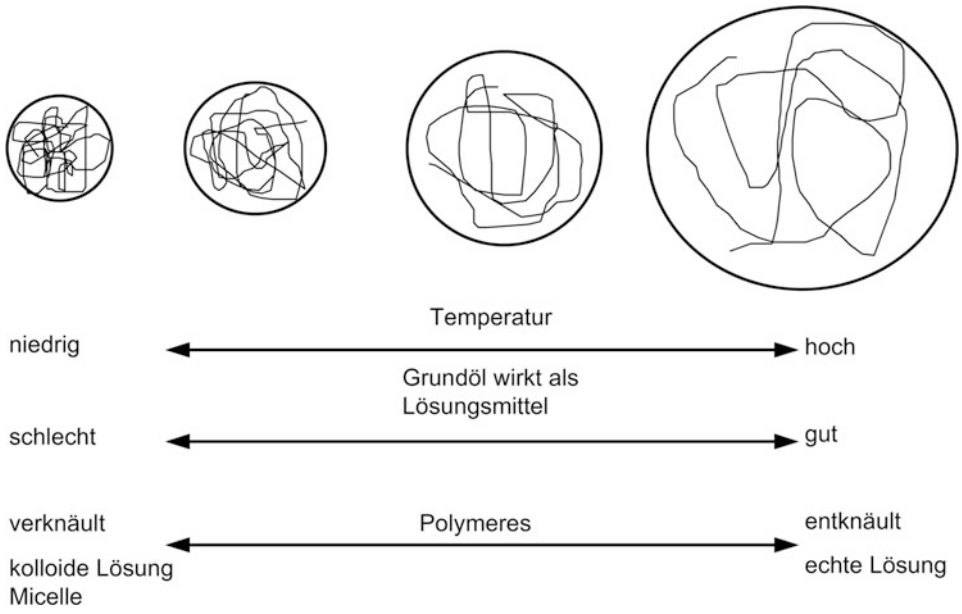


Abb. 7.7 Wirkungsweise von VI-Verbesserern

Abb. 7.8 Mehrbereichs-Charakteristik durch Einsatz von VI-Verbesserern (schematisch)

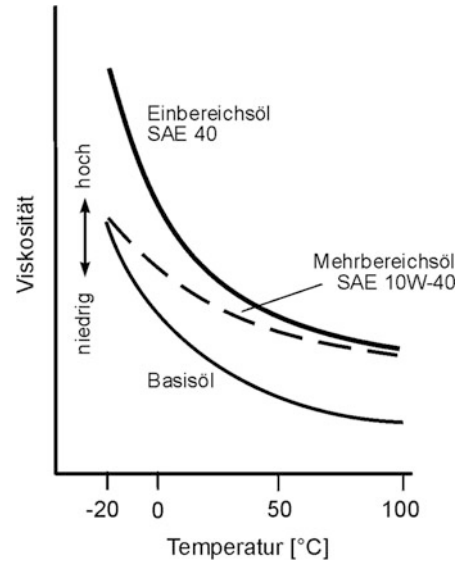


Abb. 7.8 zeigt das grundsätzliche Viskositäts-Temperaturverhalten eines 10 W-Einbereichs-Basisöles, das durch Zusatz von VI-Verbesserer auf ein 10 W-40 Mehrbereichsöles eingestellt wurde, also gleichzeitig SAE 40 mit abdeckt.

Tab. 7.2 SAE-Viskositätsgrade für Motorenöle (SAE J300 rev. 1995-DIN 51511)

SAE-Viskositätsklasse	Praktische „Vergleichszähigkeit“	Max. Viskosität[a] [mPa · s] bei Temp. °C ÿ maximale Tieftemperaturviskosität	Kinematische Viskosität[b] [mm²/s] bei 100 °C	
			min.	max.
0 W	Dünnflüssig fast wie Wasser	3250 bei −30	–	–
5 W		3500 bei −25	3,8	–
10 W		3500 bei −20	4,1	–
15 W		3500 bei −15	5,6	–
20 W		4500 bei −10	5,6	–
25 W		6000 bei −5	9,3	–
20	Sehr zähflüssig fast wie Honig		5,6	<9,3
30			9,3	<12,5
40			12,5	<16,3
50		–	16,3	<21,9
60		–	21,9	<26,1

[a]ASTM D 2602 (Cold Cranking Simulator)
[b]ASTM D 445 (niedrige Schergefälle, Kapillare)

7.4.4 Klassifizierung von Motorenölen

Eine Klassifizierung von Motorenölen wird nach Viskosität und Qualität vorgenommen. Dabei ist zu beachten, dass eine Viskositätsangabe keinerlei Rückschlüsse auf die Qualität erlaubt. Auch bringt eine zu große „Spannweite“ in der Mehrbereichscharakteristik ganz besonders in Motorradmotoren mehr Nachteile als Vorteile, wie oben bereits beschrieben, und ist überhaupt kein Indiz für ein besonders „gutes“ Öl.

(a) Klassifizierung nach der Viskosität

Die nachfolgende Tab. 7.2 zeigt die gegenwärtig gültigen Viskositätsklassen für Motorenöle.

Anmerkungen zur Tab. 7.2:

- Das W hinter den Zahlen steht für Wintertauglichkeit.
- Die maximale Tieftemperaturviskosität zeigt die Kälteeigenschaften des jeweiligen Öles. Diese „Viskosität“ gibt einen Hinweis auf das Kaltstartverhalten eines mit diesem Öl geschmierten Motors und wird zur Spezifizierung von „Winter“-Klassen bei Motorenölen benutzt.
- Die kinematische Viskosität eines Motorenöles bei 100 °C wird benutzt, um die Viskosität bei höheren Temperaturen zu klassifizieren.

(b) Klassifizierung nach der Qualität

Die SAE-Klassifizierung bezieht sich, wie schon erwähnt, ausschließlich auf die Viskosität und lässt keine Rückschlüsse auf die Qualität, den vorgesehenen Einsatzzweck (z. B. Ottomotor, Dieselmotor oder Lkw) und die Leistungsfähigkeit des Öles zu. Aus diesem wurden weitere Klassifizierungssysteme eingeführt, die die Leistungsfähigkeit des Öles kennzeichnen. Erst seit 1999 gibt es auch eine Spezifikation für Viertakt-Motorradöle, die Mindest-Qualitätsanforderungen festlegt.

MIL-Spezifikation

Die MIL-Spezifikationen gehen auf Anforderungen der amerikanischen Armee zurück und hat für Motorradöle keine direkte Bedeutung.

API-Spezifikationen

Die erste Klassifikation wurde 1947 vom American Petroleum Institut (API) für den damals schon riesigen Pkw-Markt der USA eingeführt. In Bezug auf die Pkw-Motorenöl-Qualität war sie jahrzehntelang weltweit das Maß aller Dinge. Seitdem sind laufende Revisionen erfolgt. Für Motorradöle stellen diese API-Spezifikationen für Ottomotoren (Tab. 7.3) auch heute noch ein Grundmaß an Qualitätsanforderung dar, obwohl keine Motorradmotoren bzw. Motoren ähnlicher Konstruktion in die Motorenöltestsequenzen eingebunden sind. Bedeutung für moderne Motorräder haben die Klassifikationen ab API „SE“, die älteren Klassen „SA bis SD“ sind nur der Vollständigkeit halber aufgeführt.

Tab. 7.3 API-Spezifikationen für Pkw-Ottomotorenöle

API SA	Unlegierte Mineralöle; Schaumdämpfer und Stockpunktverbesserer können enthalten sein
API SB	Öle mit geringen Verschleiß-, Alterungs- und Korrosionsschutzzusätzen. Seit 1930
API SC	Öle mit erhöhtem Schutz gegen Fressverschleiß, Oxidation und Lagerkorrosion. Zusätzliche Wirkstoffe gegen Kaltschlamm und Rost. Decken die Anforderungen der US-Automobilhersteller von 1964–1967 ab
API SD	Gegenüber SC verbesserte Ölqualität. Die Anforderungen der US-Automobilhersteller bis 1971 werden abgedeckt
API SE	Gegenüber SD verbesserte Ölqualität, für die höheren Anforderungen der US-Automobilhersteller von 1972–1979
API SF	Im Vergleich zu SE erhöhte Oxidationsstabilität, verbesserter Verschleißschutz, bessere Motorsauberkeit und Verringerung der Kaltschlammbildung. Erfüllt die Anforderungen der US-Automobile der 80er-Jahre
API SG	Überdeckt SF. Darüber hinaus Schutz gegen Schwarzschlamm und Oxidation sowie Verbesserung des Verschleißverhaltens. Für US-Automobile ab 1988
API SH	Seit 1992 gültig. Deckt SG ab; zusätzliche Anforderungen an Verdampfungsverlust, Filtrierbarkeit, Schaumverhalten

Tab. 7.3 (*Fortsetzung*)

API SJ	Erhöhte Anforderungen an Verdampfungsverlust, Schaumverhalten, Filtrierbarkeit und Schlammbildung
API SK/SL	Nachfolgeklassifikationen zu API SJ (gültig ab 2001)
API SM	Hohe Anforderungen hinsichtlich Oxidationsstabilität, Motorsauberkeit, Verschleißschutz, Alterungsverhalten und Leistungsvermögen bei niedrigen Temperaturen (gültig ab 2004)
API SN	Verbesserter Hochtemperaturschutz am Kolben, Turboladerschutz, kompatibel zu Abgasreinigungsanlagen, und Schutz der Motoren, die mit Ethanol-haltigen Kraftstoffen bis zu E85 betrieben werden. Auch für ältere Fahrzeuge geeignet (gültig ab 2011)

Tab. 7.4 ACEA-Spezifikationen für Pkw-Ottomotorenöle

A1-98	STANDARD-Motorenöle
A2-96 (2)	STANDARD-Motorenöle Erhöhte Anforderungen in den Punkten:
	Verdampfungsverlust
	HTHS Viskosität
	Viskositätsstabilität bei hohen Temperaturen und hohem Schergefälle
A3-98	PREMIUM-Motorenöle Erhöhte Anforderungen in den Punkten:
	Viskositätslagenstabilität (stay in grade)
	Scherstabilität
	Verdampfungsverlust
	Kolbensauberkeit
	Verlackung

HTHS-Viskosität = high temperature, high shear viscosity, d. h. Viskosität bei hohen Temperaturen unter hoher Scherbeanspruchung

ACEA-Spezifikationen

Ab 1996 wurden die CCMC-Spezifikationen durch die weiterentwickelten ACEA-Spezifikationen (Association des Constructeurs Européens d'Automobiles) ersetzt, sie stellen damit die derzeit aktuellsten Normen für europäische Motoren einer europäischen Vereinigung der Automobilhersteller dar. Die neuen ACEA-Spezifikationen definieren Mindestanforderungen an Kfz-Motorenöle, die sowohl in chemisch-physikalischen Laborprüfungen als auch in Prüfstandstests in modernen Vollmotoren nachgewiesen werden müssen. Seit 1996 gelten die Spezifikationen für Ottomotoren, Tab. 7.4. Hier sind allerdings wiederum keine Motorradmotoren in die Testsequenzen eingebunden.

Tab. 7.5 JASO-Spezifikationen für Viertakt-Motorradmotorenöle

Generelle Qualitäts-anforderung	API-SE, SF, SG, SH oder SJ ACEA A1, A2 oder A3 (bzw. akzeptable künftige Klassifikationen)	
Schmierstoffeigenschaften	Hohe Viskositätsstabilität bei hohen Temperaturen und hohem Schergefälle (HTHS Viskosität)	
	Hohe Verdampfungsstabilität	
	Hohe Scherstabilität	
Reibwertanforderungen bezogen auf die Kupplung	Hoher Reibwert	Niedriger Reibwert
	JASO MA	JASO MB

Auf die Darstellung von Zahlenwerten, die die Spezifikation genau festlegt, wurde verzichtet

JASO Viertakt-Motorradmotorenöl-Spezifikationen

Früher war es durchaus übliche Praxis einiger Motorradhersteller, Motorenöle zu empfehlen, die Anforderungen für Pkw-Ottomotoren erfüllten. Öle dieser Kategorien waren weltweit verfügbar und die Motorradmotoren wurden so ausgelegt, dass sie selbst mit integriertem Getriebe und Nasskupplung (Getriebe und Kupplung in einem Kreislauf mit dem Motorenöl) mit den angebotenen Ölqualitäten für Pkw ohne Probleme zurecht kamen. Somit war es in der Vergangenheit nicht unbedingt erforderlich, eine eigene Kategorie von Motorenölen speziell für Viertaktmotorräder zu entwickeln.

Seit sich aber in der Motorenölentwicklung für Pkw sogenannte Leichtlauföle etabliert haben, sind diese nicht mehr oder nur noch sehr bedingt für Motorräder geeignet. Denn in Leichtlaufölen wird vermehrt Grundöl niedriger Viskosität eingesetzt. Wie in den vorangegangenen Abschnitten bereits erwähnt, kann dies aber bei Motorradmotoren mit integriertem Getriebe zu Getriebeverschleiß führen (*Pitting*, kleine Materialausbrüche). Zudem werden den Ölen für PKW Reibwertverminderer zugesetzt, die bei Nasskupplungen durch Festsetzen dieser Additive auf den Kupplungslamellen zum Durchrutschen der Kupplung führen, sobald ein erhöhtes Drehmoment vom Motor abgefordert wurde.

Viele Motorradhersteller empfehlen daher, kein PKW Öl zu verwenden oder sie verbieten dessen Einsatz (z. B. Verbot von API SH oder SJ Ölen, oder ganz pauschal mit dem Verbot synthetischer Öle). Es muss an dieser Stelle aber nochmals festgestellt werden, dass weder die genannten API-Spezifikationen, noch synthetische Öle für das Kupplungsrutschen verantwortlich gemacht werden können. Vielmehr ist es die *Additivierung* des Öles mit Reibwertminderern.

Um diese Probleme zu vermeiden, wurde 1999 seitens JASO (Japanese Automotive Standards Organisation) eine Spezifikation veröffentlicht, die grundlegende Anforderungen an Viertakt-Motorenöle speziell für Motorräder festlegt, diese sind in Tab. 7.5 allgemeinverständlich zusammengefasst. Die wichtigste Anforderung ist dabei die *Definition von ausreichend hohen Reibwerten an der Nasskupplung* (JASO ***MA***). Diese Öle sollten auch

in kritischen Motorrädern mit hohem Drehmoment und relativ klein dimensionierter Kupplung keine Probleme hervorrufen. Werden alle anderen Kriterien erfüllt, nur nicht ein bestimmter hoher Reibwert an der Kupplung, dürfen die Öle als JASO ***MB*** bezeichnet werden, diese sollten jedoch nicht in Motorrädern mit empfindlicher Kupplung eingesetzt werden.

Zu den genannten Anforderungen kommen noch weitere zur Vermeidung von Ölschäumung und eine Festlegung des Sulphatascheanteils (zur Vermeidung von Glühzündungen, vgl. Detergentien im vorigen Abschnitt), worauf an dieser Stelle nicht näher eingegangen werden soll.

7.4.5 Zweitaktöle

Zweitaktöle unterscheiden sich grundlegend in vielerlei Hinsicht von Viertaktölen. Während ein Viertaktöl guter Qualität durchaus sehr erfolgreich als Rennöl eingesetzt werden kann, muss beim Zweitaktöl normalerweise schon ganz am Anfang vor der Entwicklung entschieden werden, ob das Öl für den alltäglichen Einsatz gedacht ist oder für den Renneinsatz. Bei einem Zweitaktöl für den Renneinsatz kommt es nämlich, wie man erwarten könnte, auf höchstmögliche Schmiersicherheit an. Verschmutzungen werden in Kauf genommen, da Rennmotoren sowieso häufig geöffnet und überholt werden.

Ganz anders stellt sich die Situation dar, wenn ein Zweitaktöl für den Alltagsbetrieb entwickelt werden soll. Dann spielt eine Auslegung auf maximale Sauberhaltung die höchste Rolle. Moderne Zweitakter für den alltäglichen Einsatz sind heute relativ sicher gegenüber Kolbenklemmen ausgelegt, viel wichtiger ist heute, dass ein problemloser Betrieb ohne Startschwierigkeiten und Leistungsverlust über viele tausend Kilometer erreicht wird. Zusätzlich ist es möglich, über die Zusammensetzung des Öles das Rauchen des Zweitakters zu eliminieren – es zumindest deutlich zu reduzieren.

(a) Zusammensetzung

Zweitaktöle sind viel geringer additiviert als Viertaktöle. Üblicherweise werden ca. 2 bis 6 % Additive eingesetzt, die aus Antioxidantien, Detergentien und Dispergentien zur Sauberhaltung sowie Fließverbesserern bestehen. Zusätzlich werden oft Farbstoffe zugegeben; sie helfen im Falle von Mischungsschmierungen zu erkennen, ob dem Kraftstoff schon Öl zugegeben wurde. Verschleißschutzadditive wie im Viertaktmotorenöl, Schaumdämpfer, Reibwertminderer und Viskositätsindexverbesserer werden im Zweitaktöl nicht eingesetzt. Die Additivierung ist so ausgelegt, dass die Sulphatasche (vgl. Viertaktöle, Detergentien) um. ca. den Faktor 10 und geringer ausfällt, da Zweitakter viel eher zu Glühzündungen neigen als Ottoviertaktmotoren.

Die Zusammensetzung des Grundöles spielt beim Zweitaktöl eine entscheidende Rolle, da hierdurch noch mehr als durch die Additivierung die Schmiersicherheit und die Sauberkeit des Motors und des Auslasssystems beeinflusst werden kann. Die Grundöle können mineralisch, synthetisch oder teilsynthetisch ausgelegt sein. Oft werden auch Ester ganz gezielt zur Steuerung angestrebter Qualitäten eingesetzt. Neuerdings werden auch vermehrt und in hoher Dosierung raucharm verbrennende Grundöle eingesetzt (*Polyisobuthylene*,

kurz *PIBs*). Dadurch kann der sichtbare Rauch stark reduziert werden. Werden aber zu hochmolekulare PIBs eingesetzt oder der Motor läuft auf relativ niedrigem Temperaturniveau, können die PIBs aber auch zu honigartigen Verklebungen im Brennraum und Auslasssystem führen. Zusätzlich sind moderne Zweitaktöle für den Alltagsbetrieb vorgemischt, d. h. sie enthalten z. B. ca. 20 % eines geruchlosen Kerosins. Dadurch vermischt sich das Zweitaktöl nicht nur bei Mischungsschmierung besser im Tank mit dem Kraftstoff, sondern bringt auch bei den heute üblichen Getrenntschmierungssystemen Vorteile bei der Verteilung im Motor. Heutzutage wird die Vormischkomponente als fester Bestandteil des Öles gewertet, also 1:50 heißt ein Teil des Zweitaktöl-Fertigproduktes (inkl. Vormischkomponente) auf 50 Teile Kraftstoff.

(b) Spezifikationen

Für Zweitaktöle gibt es schon seit langem spezielle Spezifikationen. Neben den Spezifikationen für Außenborder (NMMA, National Marine Manufacturers Association), die für Straßenfahrzeuge keine Relevanz haben, gibt es heute für landgebundene Zweitakter die API TC-Spezifikation aus den USA und die 1995 erstmals in Kraft getretene JASO-Spezifikation aus Japan für Zweitaktmotorenöle, die teilweise als ISO-Spezifikation direkt übernommen wurde. Die API TC-Spezifikation basiert auf dem alten Yamaha RD 350 Motor und weiteren Teste in einem Yamaha CE 50cc Rollermotor. Da die Ersatzteile für den RD 350 Motor mittlerweile knapp werden, wird diese Spezifikation in absehbarer Zeit verschwunden sein. Die JASO- und ISO-Zweitaktölspezifikationen werden dagegen auch künftig an Bedeutung behalten.

Tab. 7.6 zeigt die JASO- und ISO-Spezifikationen. Die Testkandidaten werden im direkten Vergleich zu einem hohen Referenzöl (Jatre 1) getestet. Jatre 1 wird immer eine Punktzahl von 100 zugeordnet, während je nach Qualität JASO FA (sehr niedrig), FB

Tab. 7.6 JASO-/ISO-Spezifikationen für Zweitakt-Motorradmotorenöle

Iso (global)	Nicht anwendbar	L-EGB	L-EGC	L-EGD
JASO	FA	FB	FC	Nicht anwendbar
Sauberkeits-Index	Mind. 80	Mind. 85	Mind. 95	Mind. 125
Schmierbarkeits-Index	Mind. 90	Mind. 95	Mind. 95	Mind. 95
Drehmoment-Verlust-Index	Mind. 98	Mind. 98	Mind. 98	Mind. 98
Rauch-Index	Mind. 40	Mind. 45	Mind. 85	Mind. 85
Auspuff-Verkokungs-Index	Mind. 30	Mind. 45 min	Mind. 90	Mind. 90
Referenzöl Jatre 1 = 100				

(mittelmäßig) oder FC (hoch) die Kandidaten die in der Tabelle angegebenen Punkte erreichen müssen. Die Teste bezüglich Schmierbarkeit und Sauberkeit werden in einem Honda Dio Motor durchgeführt, Auspuffqualm und Auslasssystemverkokung werden in einem Suzuki Generator Motor gefahren.

Von ISO wurde die Testsequenz JASO FA wegen zu marginaler Ölqualität nicht übernommen, die Testsequenzen JASO FB und FC wurden aber direkt akzeptiert. Zusätzlich hat ISO noch einen verschärften Sauberkeitstest für die höchste ISO Qualität hinzugefügt (ISO-L-EGD).

7.4.6 Rennöle

(a) Zweitaktrennöle

Schmiersicherheit hat bei Rennölen für Zweitakter höchste Priorität. Sauberkeit ist zweitrangig, da die Motoren oft überholt werden. Daher leuchtet es ein, dass Zweitaktrennöle nicht die auf Sauberkeit ausgerichteten JASO- und ISO-Spezifikationen erfüllen müssen. Es kann sogar gesagt werden, dass die Erfüllung o. g. Spezifikationen ein gewisses Maß an Kompromissbereitschaft an die Schmiersicherheit voraussetzt, und das ist bei Rennölen unerwünscht. Rennöle, insbesondere auf Rizinusbasis, können aber im Alltagsbetrieb zu derartig hohen Verschmutzungen am Kolben und im Motor führen, dass es über das so reduzierte Spiel zwischen Kolben und Zylinder zu Kolbenfressern kommen kann. Auf alle Fälle ist mit der Zeit ein Zusetzen des Auspuffsystems mit nachfolgendem Leistungsabfall zu erwarten.

Rizinusöl ist im Kartsektor, insbesondere in der Klasse Super A, noch sehr erfolgreich verbreitet. Dies ist mit der unschlagbaren Schmiersicherheit unter extremsten Bedingungen zu erklären. In der o. g. Klasse wird kein Schaltgetriebe eingesetzt, somit werden die Motoren auf den Geraden oft stark überdreht. Vor der nächsten Kurve erhält der Motor dann durch das Gaswegnehmen auch kein Öl mehr. Oft hilft dann nur noch Rizinusöl einen Kolbenklemmer zu vermeiden, allerdings auf Kosten der Kolbensauberkeit. Oft muss nach nur einem Rennwochenende der komplett verschmutzte Kolben erneuert werden. Zweitakt-Karts mit Schaltgetriebe und Zweitaktrennmotoräder kommen normalerweise gut mit einem synthetischen Rennöl zurecht, das zwar auch nicht auf Sauberhalten des Motors ausgelegt ist, aber den Motor wesentlich weniger verschmutzt.

Zweitaktrennöle sind generell nicht vorgemischt, da das üblicherweise verwendete niedrigoktanige geruchslose Kerosin die Schmierleistung reduzieren kann und die Oktanzahl des Kraftstoff-/Ölgemisches unnötig absenkt. Auf der anderen Seite sind aber Vormischkomponenten mit hoher Oktanzahl, sogenannte Oktanzahlbooster, im Zweitaktrennöl nicht erlaubt. Darum müssen Zweitaktöle für den Motorrad-GP-Renneinsatz von der FIM freigegeben werden. Gleiches gilt für den Einsatz im Kartrennsport (Freigabe durch CIK, das oberste Rennsportgremium für Karts).

(b) Viertaktrennöle

Im Gegensatz zum Zweitaktbereich können Hochleistungsviertaktöle durchaus hervorragende Rennqualitäten an den Tag legen. Aber auch hier gilt, dass nur mit maßgeschneiderten Produkten ein Optimum erreicht werden kann.

So empfiehlt es sich, für Motorrad-Langstreckenrennen lieber auf das letzte Quäntchen an Leistung zu verzichten und mehr Wert auf höchste Schmierreserven zu legen. D. h. das Öl sollte nicht zu dünn gewählt werden. Dies ist auch deswegen wichtig, weil ganz besonders in Rennmotoren trotz des heißen Betriebes ein nicht unwesentlicher Kraftstoffeintrag ins Motorenöl auftritt und das Öl verdünnt, also die Schmierreserven herabsetzt. Es ist durchaus nicht der Fall, dass der im Vergleich zum Motorenöl leichtflüchtige Kraftstoff komplett wieder ausgedampft wird. Die hohen Siedeenden des Kraftstoffes reichern sich im Öl an.

Geht es allerdings um relativ kurze Rennen, wie z. B. Rennen in der Superbike- oder Super Sport-Klasse, dann zählt jedes PS. Hier ist durch eine Herabsetzung der Viskosität, z. B. von SAE 10 W-40 auf SAE 5 W-20, bei sorgfältiger Abstimmung der Grundöle und Additive durchaus ein Leistungsgewinn von 1,5 % möglich. Zusätzlich könnte nochmals mit ca. einem halben Prozent gerechnet werden, wenn der Motor eine Trockenkupplung besitzt und somit Reibwertminderer eingesetzt werden können. Öle dieser niedrigen Viskosität sind wegen des Kraftstoffeintrages möglichst bereits nach ca. 500 km auf dem Rennkurs zu wechseln. Im Alltagsbetrieb sind diese Öle generell nicht zu empfehlen. Gründe dafür sind auch hier die unvermeidliche Ölverdünnung durch Kraftstoff, aber auch zusätzlicher Viskositätsverlust durch Scherung, die bei relativ kurzzeitigem Betrieb auf der Rennstrecke nicht allzu stark zum Tragen kommen. Außerdem ist die Auswahl niedrigviskoser Grundöle für den Dauerbetrieb im Alltag problematisch für die Dauerhaltbarkeit des Getriebes. Weiter oben wurde diese Problematik, die zu Materialausbrüchen (Pitting) an den Zahnrädern führen kann, schon erwähnt.

Ein Viertaktrennöl kann aber auch zu dünn ausgelegt sein, so dass durch vermehrte Grenzreibung dann wieder Leistung verloren werden kann. In der Praxis hat sich der Versuch auf Bremsenprüfständen bewährt, hier eine optimale Lösung zwischen maximaler Leistung und ausreichender Zuverlässigkeit für den Renneinsatz zu finden.

7.5 Getriebeöle

Früher waren Getriebeöle einfache Mineralöle höherer Viskosität, die nur wenige Additive enthielten. Mit dem Anstieg der Motorleistung nimmt auch die Getriebebelastung zu, gleichzeitig werden die Getriebe immer kleiner und kompakter, so dass die spezifische Beanspruchung für die Zahnräder fortwährend ansteigt. Heute sind daher Getriebeöle Hochleistungschmierstoffe, die sowohl aus mineralischen als auch synthetischen Grundölen und entsprechenden Additiven bestehen. Da in vielen Motorrädern das Getriebe im Motorgehäuse integriert ist und vom Motoröl geschmiert wird, sollen hier nur die Öle für separate Getriebe (wie bei *BMW*, *Moto-Guzzi*, Zweitakter u. a.) und für Hinterachsgetriebe (Kardanantrieb) behandelt werden.

Die höchstbelasteten Stellen in Getriebe sind die Flanken der Zahnräder. Dort tritt aufgrund der hohen Pressungen *Mischreibung* auf, d. h. die Metalloberflächen werden nicht mehr vollständig durch einen Ölfilm getrennt, sondern berühren sich teilweise. Um Verschleiß zu verhindern, enthalten Getriebeöle spezielle EP-Zusätze, deren Wirkungsweise

Tab. 7.7 Viskositätsklassen von Getriebeölen

SAE Viskositäts-klasse	Viskosität ähnlich einem Motoröl mit SAE	Temperatur [°C] für eine Viskosität von 150 Pa s	Kinematische Viskosität bei 100 °C, [mm^2/s]	
			Min.	Max.
70 W	10 W	−55	4,1	–
75 W		−40	4,1	–
80 W	20 W	−26	7,0	–
85 W		−12	11,0	–
90	50	–	13,5	<24,0
140		–	24,0	<41,0
250		–	41,0	–

W = Wintereignung

schon im vorigen Kapitel erläutert wurde. Besonders wichtig sind diese Zusätze bei Achsgetrieben mit versetzten Achsmitten (sogenannte Hypoidverzahnung), wie sie bei Motorrädern mit Kardanantrieb häufig zum Einsatz kommen. Die Zahnflanken der dortigen Kegel- und Tellerräder sind besonders hoch belastet, weil sie neben der Abrollbewegung noch eine starke Gleitbewegung gegeneinander ausführen. Ohne Höchstdrucköle (sog. Hypoidöle) mit einem hohen Anteil an EP-Zusätzen würden diese Getriebe schnell verschleißen.

Weitere Additive für Getriebeöle dienen dem Alterungs- und Korrosionsschutz. Durch die Entlüftung gelangen immer gewisse Sauerstoffmengen und auch Feuchtigkeit aus der Luft in das Getriebe und können zu Korrosion an Wellen, Lagern und Zahnrädern führen und eine allmähliche Oxidation und Alterung des Getriebeöls bewirken. Immerhin kann das Getriebeöl auch Temperaturen bis zu 150 °C erreichen, was Oxidationsvorgänge begünstigt. Antischaum-Zusätze vermeiden die Bildung von beständigen Öl-Luft-Gemischen, die durch das Durchwirbeln des Getriebeöls entstehen können. Ölschaum ist schädlich, weil er eine verminderte Schmierfähigkeit und Tragfähigkeit aufweist, eine schlechtere Wärmeabfuhr besitzt und die im Schaum feinverteilte Luft die Ölalterung begünstigt.

VI-Verbesserer werden dem Getriebeöl zugesetzt, wenn man größere SAE-Bereiche überbrücken will oder muss. Dies spielt bei Automobilgetrieben eine größere Rolle, um bei kalten Getrieben eine leichte Schaltbarkeit zu erreichen und bei heißem Getriebe die Geräusche zu mindern (dickes Öl dämpft besser). Bei Motorradgetrieben werden meist nur Einbereichsgetriebeöle verwendet. Zu beachten ist, dass die SAE-Klassen für Getriebeöle nicht denen der Motoröle entsprechen (Getriebeöl mit SAE 90 entspricht in seiner Viskosität einem Motoröl mit SAE 40 oder 50). Tab. 7.7 zeigt die gängigen Viskositäten für Getriebeöle. Auch hier ist, wie schon bei den Motorenölen gesagt, von der Viskosität kein Rückschluss auf die Qualität und Leistungsfähigkeit des Öles möglich.

Tab. 7.8 Spezifikation von Getriebeölen

API-Klasse	Erläuterung	Betriebsbedingungen für das Öl
GL-3	Schaltgetriebe sowie Achsgetriebe mit Stirn- und Kegelrädern	Normal bis mittelschwer
GL-4	Schaltgetriebe sowie Achsgetriebe mit Hypoid-Verzahnung bei geringem Achsversatz SAE-Klassen 75, 80 und 90	Schwer
GL-5	Schaltgetriebe sowie Achsgetriebe mit Hypoid-Verzahnung bei großem Achsversatz SAE-Klassen 80, 90 und 140, sowie 75 W, 80 W-90 und 85 W-140	Höchstbeanspruchung Stoßbelastungen

Die Eigenschaften von Getriebeölen werden vom API (American Petroleum Institute) festgelegt, teilweise gibt es auch herstellereigene Spezifikationen (auf die Militäranforderungen nach MIL wird hier nicht eingegangen). In Tab. 7.8 sind die gebräuchlichen Spezifikationen, die für Motorräder wichtig sind, erläutert. Zu beachten ist, dass bei Getriebeölen in Achsantrieben (Kardanantrieb) keinesfalls eine geringerwertige Spezifikation als vom Hersteller vorgeschrieben verwendet werden darf, weil sonst sehr schnell Verschleiß eintritt (also z. B. kein Öl nach GL-4 statt dem vorgeschriebenen GL-5 verwenden). Es sollte aber auch erwähnt werden, dass Öle mit hohem Anteil an EP-Zusätzen korrosiv auf die Bauteile des Achsantriebs und aggressiv auf Dichtungswerkstoffe wirken können. D. h. wenn GL-4 vorgeschrieben wird, ist GL-5 nicht automatisch in jedem Falle ein Produkt, das bedenkenlos eingesetzt werden kann und sollte auf den Einsatz in Getrieben mit höchsten Beanspruchungen beschränkt bleiben. Auch deswegen sollte man sich an die Vorgaben der Motorenhersteller halten.

7.6 Ölzusätze

Bei Ölzusätzen, die im freien Handel angeboten werden, ist Skepsis angebracht. Moderne Motor- und Getriebeöle haben einen so hohen Stand erreicht, dass Zusätze nicht notwendig sind. Da die Verträglichkeit mit den Öladditiven in der Regel nicht bekannt ist, könnte die Ölqualität durch die Zusätze durchaus nachteilig beeinflusst werden. Bestimmte reibungsmindernde Zusätze, wie z. B. manche Stoffe auf Basis von Molybdändisulfid (MoS_2) o. ä., können sogar ausgesprochen schädlich wirken, indem sie z. B. den Reibwert von Kupplungsbelägen unzulässig herabsetzen, so dass die Kupplung durchrutscht. Ein teurer Austausch der Kupplungslamellen und eine aufwändige Motorspülung zur restlosen Entfernung des Zusatzes können die Folge einer solchen „Nachbesserung“ des Öls sein. In älteren Motoren (vorzugsweise bei Veteranen), bei denen zur Ölverteilung Schleuderbleche eingesetzt werden, können die Feststoffpartikel des Zusatzstoffes sogar feine Ölverteilungsbohrungen verschließen und so die Schmierung teilweise unterbrechen.

Part III
Fahrwerk und Fahrdynamik

Konstruktive Auslegung von Motorradfahrwerken

8

Jürgen Stoffregen

Das Motorradfahrwerk besteht in seiner ursprünglichen Definition aus dem Rahmen, der Vorderradführung mit der Lenkung, der Hinterradaufhängung, den Rädern mit den Reifen und den Bremsen. Bei näherer Betrachtung ist dieser klassische Fahrwerksbegriff eigentlich zu eng gefasst, denn beim Motorrad wirken mehr als diese fünf Baugruppen auf das Fahrverhalten ein. Anders als beim Automobil gibt es zum Beispiel eine sehr enge Koppelung zwischen dem (der) Fahrer(in)/Beifahrer(in) und dem gesamten Fahrzeug mit entsprechend vielfältigen Rückwirkungen. Dehnt man den Fahrwerksbegriff entsprechend aus, dann gehören folgende Baukomponenten des Motorrades zum Fahrwerk:

- Rahmen
- Vorder- und Hinterradführung
- Feder- und Dämpferelemente der Radaufhängung
- Lenkung mit Lenker
- Vorder- und Hinterrad mit Reifen
- Fahrer- und Beifahrersitzplätze
- Vorder- und Hinterradbremsen
- Gepäcksysteme

Natürlich beeinflussen auch die Verkleidung und die gesamte Aerodynamik das Fahrverhalten und indirekt auch der Antrieb. Diesen Bauteilen und Funktionen sind aber ebenso wie den Bremsen eigene Kapitel gewidmet.

Als wichtigste Bauteile werden wir uns zunächst den ersten fünf Fahrwerkskomponenten zuwenden. Der Leser wird um Einsicht gebeten, dass es im Rahmen eines Grundlagenbuchs für Motorradtechnik nicht möglich ist, alle Teilbereiche des Fahrwerks mit gleicher Ausführlichkeit zu behandeln und ein Setzen von Schwerpunkten unumgänglich ist.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2018
J. Stoffregen, *Motorradtechnik*, ATZ/MTZ-Fachbuch
https://doi.org/10.1007/978-3-658-07446-3_8

8.1 Fahrwerksgeometrie

Die wichtigsten Bezeichnungen im Zusammenhang mit dem Motorradfahrwerk sowie die Definitionen der geometrischen Fahrwerksdaten sind in Abb. 8.1 aufgeführt. Die angegebenen Zahlenwerte gelten für serienmäßige Straßenmotorräder im Hubraumbereich von 250–1200 cm^3. Da sich diese Größen mit der Einfederung verändern (siehe weiter unten), bedarf es noch der Angabe, auf welche Fahrzeuglage sie sich beziehen. Es gibt drei sinnvolle Möglichkeiten für die Festlegung dieser Bezugslage („Konstruktionslage"): *voll eingefedert* (Federung auf „Block"), *voll ausgefedert* und Fahrzeug *teilweise eingefedert* durch die Belastung mit einem Fahrer. Die dritte Definition bildet die Realität ab und wird daher von vielen Motorradherstellern bevorzugt. Diese Lage wird auch als *Normallage* bezeichnet. Das Fahrergewicht wird hierbei mit 85 kg angesetzt (75 kg plus komplette Fahrer-Schutzbekleidung) und das Motorrad ist mit allen Betriebsstoffen befüllt; das Kraftstoffvolumen beträgt 90 %. Die Zahlenangaben in diesem Buch beziehen sich auf diese Normallage.

Die Definitionen von Radstand und Schwerpunktlage ergeben sich unmittelbar aus der Anschauung. Der Radstand wird zwischen den Radaufstandspunkten gemessen. Der *Nachlauf*, der für die Fahrdynamik eine sehr wichtige Rolle spielt, bedarf einer Erklärung: Die Lenkachse, um die die Vorderradführung (im Bildbeispiel die Telegabel) drehbar im Rahmen gelagert ist, verläuft unter einem schrägen Winkel, dem *Lenkachsenwinkel* α zur Fahr-

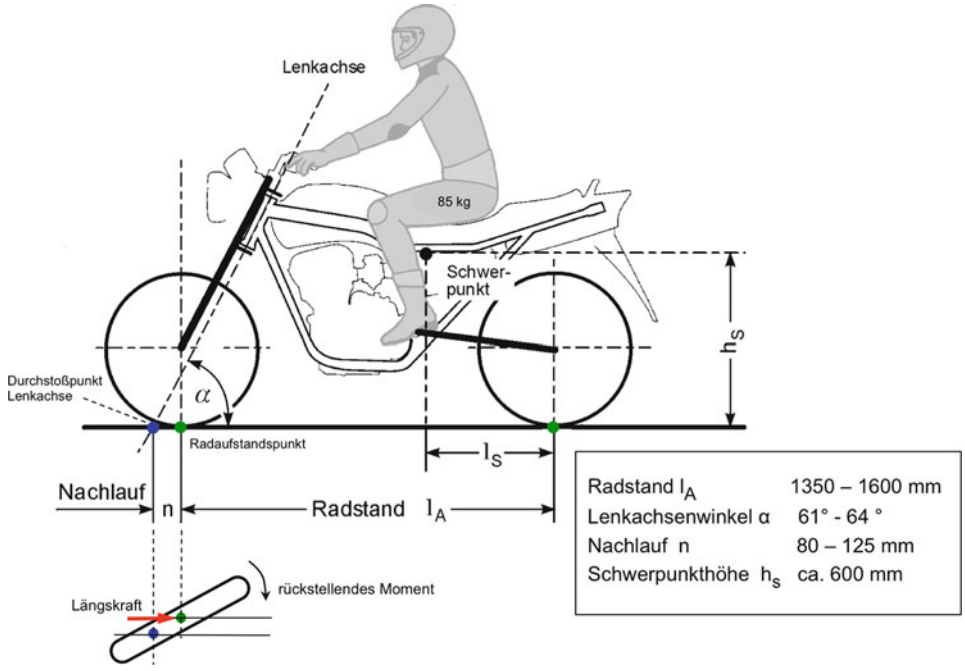


Abb. 8.1 Definitionen und Grundgeometrien am Motorradfahrwerk

bahn. Infolge dieser Schrägstellung liegt der Durchstoßpunkt der Lenkachse zur Fahrbahn *vor* dem Radaufstandspunkt. Damit ergibt sich ein Abstand dieser beiden Punkte auf der Fahrbahn, der als Nachlauf bezeichnet wird. Da die Radkräfte alle am Radaufstandspunkt angreifen, stellt sich ein eingeschlagenes Vorderrad infolge dieser Anordnung selbsttätig wieder in die Geradeausstellung zurück, siehe dazu auch Abschn. 10.1.

Der Nachlauf beeinflusst zusammen mit dem Radstand ganz wesentlich die Spurstabilität bei der Geradeausfahrt. Je größer der Radstand und je größer der Nachlauf, umso stabiler fährt das Motorrad geradeaus und desto unempfindlicher reagiert es z. B. auf Fahrbahneinflüsse (Unebenheiten, Spurrillen). Dafür nimmt die Handlichkeit und Kurvenwilligkeit in aller Regel ab. Nachlauf und Radstand müssen daher nach dem bevorzugten Einsatzzweck (z. B. Reisemotorrad für Autobahnfahrt oder Sportmotorrad für die Landstraße) aufeinander abgestimmt werden. In gleichem Sinne wirkt die Schwerpunktlage: ein tiefer Schwerpunkt verbessert die Handlichkeit und erhöht die Fahrstabilität. Je weiter hinten er jedoch liegt, umso instabiler wird das Motorrad; hingegen nehmen die Leichtgängigkeit der Lenkung aufgrund der geringeren Vorderradlast und damit ggf. auch die subjektiv empfundene Handlichkeit zu.

Wie eingangs erwähnt, sind die Geometrieangaben lageabhängig und ändern sich je nach Ein- bzw. Ausfederungszustand. Auswirkungen auf die Fahrzeuglage und damit auf die Werte für Nachlauf, Radstand und Schwerpunktlage haben also sowohl statische Lasten (Beladung) als auch dynamische Kraftwirkungen (Bremsen, Beschleunigen und daraus resultierende Federbewegungen, aerodynamische Effekte wie Auftrieb, etc.). Das verdeutlicht Abb. 8.2**.** Die Darstellung zeigt im oberen Teil zunächst den einfacheren Fall, dass nur das Vorderrad federn kann (Telegabel). Das Hinterrad ist bei dieser Betrachtung starr am Rahmen befestigt. Beim Einfedern des Vorderrads, typischerweise beim Bremsen, wird durch die Schrägstellung der Gabel der Abstand zwischen den Rädern kleiner. Im rechten oberen Teilbild sind die *Normallage* und der *eingefederte* Zustand so übereinander gelegt, dass sich die Vorderräder in der gleichen Position befinden und sich überdecken. Die Verkürzung des Radstands zeigt sich dann an der veränderten Lage des Hinterrads. Durch das Eintauchen der Vorderfront steht auch die Lenkachse im Vergleich zur Normallage steiler (rote Achse), mit der Folge, dass der Nachlauf kleiner wird.

Erweitert man die Betrachtung nun um den realen Fall eines über eine Schwinge geführten und gefederten Hinterrads, so ergeben sich die im unteren Bildteil dargestellten Auswirkungen. In der Normallage ist die Hinterradschwinge leicht nach unten angestellt. Beim Eintauchen der Vorderfront (rechtes Teil-Bild) federt das Hinterrad aus. Die Schwinge macht dabei eine Kreisbewegung, der Radmittelpunkt bewegt sich also auf einer Kreisbahn um den Schwingen-Lagerpunkt im Rahmen. Die Ausfederungsbewegung der Schwinge würde demnach zu einer steileren Schwingenlage führen (wie im Bild dargestellt). Der horizontale Abstand des Radaufstandspunkts zum Schwingendrehpunkt verkürzt sich und damit auch der Radstand. Zugleich taucht die Vorderradgabel ein und damit kommen sowohl der Rahmen als auch der Schwingendrehpunkt in eine andere Position (im Bild sind die Effekte zur besseren Erkennbarkeit überzeichnet dargestellt). Bezogen auf den Radstand hat das Eintauchen der Vorderradgabel den größeren Effekt und bewirkt maßgeblich dessen Verkürzung.

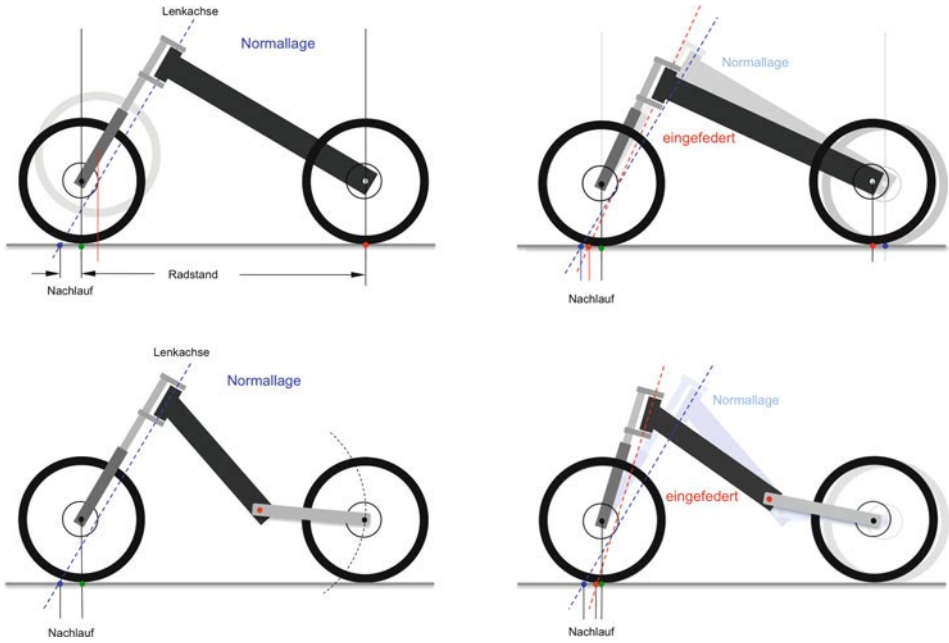


Abb. 8.2 Veränderung der Fahrgeometrie beim Einfedern

Man erkennt anhand dieser ersten Betrachtungen bereits, dass sich im Fahrbetrieb die Fahrgeometrie fortlaufend ändert und dass auch die Auslegung von Federung und Dämpfung einen enormen Einfluss hat. So nehmen mit größeren Federwegen naturgemäß auch die geometrischen Veränderungen zu. Bei einer harten Federung sind die anteiligen Ein- und Ausfederwege geringer und damit auch die geometrischen Veränderungen. Die zeitlichen Verzögerungen, die eine Dämpfung für die Radhubbewegung bewirkt, beeinflusst wiederum die (zeitliche) Abfolge der jeweiligen Hubbewegungen an Vorder- und Hinterrad und damit das Ausmaß von Überlagerungseffekten der jeweiligen Geometrieveränderungen. Anhand dieser ersten Überlegungen kann man sich leicht vorstellen, welch komplexe Wechselwirkungen sich real auf der Straße mit ständig verändernden Fahrbahnzuständen, Wechselkurven sowie Brems- und Beschleunigungsmanövern ergeben.

Geometrieveränderungen können sich je nach Fahrmanöver positiv oder negativ auswirken: Beim Bremsen verkürzt das Eintauchen der Vorderradgabel wie gezeigt den Nachlauf und den Radstand. Diese Verringerung von stabilisierenden Effekten ist bei einer Notbremsung nachteilig. Beim gezielten Anbremsen einer Kurve hingegen, bewirken beide Effekte ein erwünschtes leichteres Einlenken und eine größere Kurvenwilligkeit. Der richtige Kompromiss für die geometrische Auslegung kann nur mit Fahrversuchen gefunden werden. Trotz allem Fortschritt in der Simulation von Fahrsituationen am Computer sind diese Fahrtests mit unterschiedlichen Geometrieeinstellungen, die immer gepaart mit unterschiedlichen Feder- und Dämpferauslegungen vorgenommen werden müssen, bei der Ent-

wicklung von Motorradfahrwerken weiterhin unerlässlich. Weitere und nähere Betrachtungen dazu finden sich im Kap. 10, Fahrdynamik.

Das Ausmaß aller Geometrieänderungen hängt wesentlich auch vom Bauprinzip und der konstruktiven Ausführung besonders der Vorderradführung ab. Im Abschn. 8.4.2 wird gezeigt, dass die verschiedenen Bauarten ein unterschiedliches Bewegungsverhalten aufweisen. Es werden Konstruktionen vorgestellt, bei denen die Geometrieveränderungen deutlich kleiner ausfallen, oder sich der Nachlauf beim Einfedern sogar erhöht, so dass sich beim Bremsen stabilisierende Effekte einstellen.

8.2 Kräfte am Motorradfahrwerk

Abb. 8.3 zeigt die wesentlichen Kräfte und Momente, die bei der Geradeausfahrt auf das Motorrad einwirken.

Maßgebend für die mechanische Beanspruchung der Fahrwerksbauteile sind im Wesentlichen die Radaufstandskräfte und die aus ihnen resultierenden Momente, die über die Räder

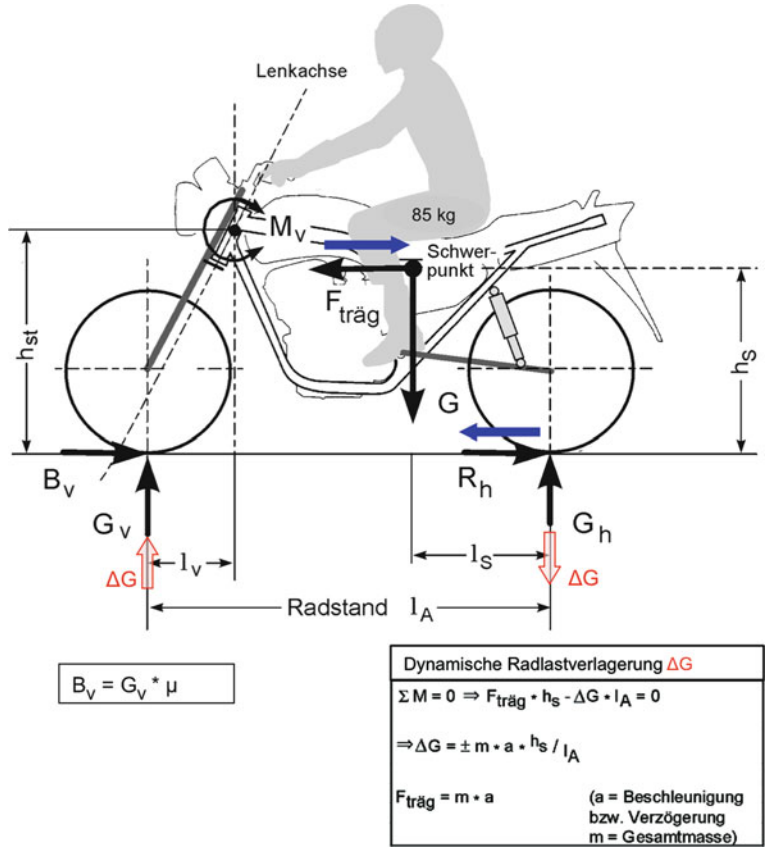


Abb. 8.3 Kräfte und Momente am Motorrad bei Geradeausfahrt

und die Radaufhängungen in die Fahrzeugstruktur eingeleitet werden. Zusätzliche Kräfte aus der Kurvenfahrt oder Seitenkräfte spielen demgegenüber meist eine untergeordnete Rolle. Die Radaufstandskräfte ändern sich in Abhängigkeit von der Längsbeschleunigung, es treten dynamische Laständerungen (ΔG) auf, die als *dynamische Radlastverlagerungen* bezeichnet werden. Beim Bremsen wird das Vorderrad belastet und das Hinterrad in gleichem Maße entlastet. Beim Beschleunigen ist es umgekehrt. Die Berechnungsgleichung für die dynamische Radlastverlagerung ist in Abb. 8.3 angegeben. Man erkennt, dass neben der Beschleunigung das Verhältnis der Schwerpunkthöhe zum Radstand entscheidenden Einfluss auf die Größe der Radlastverlagerung hat.

Die größten Einzelkräfte treten im am Vorderrad bei der Vollbremsung auf (Radaufstandskraft G_v bzw. Bremskraft B_v) und am Hinterrad beim vollen Beschleunigen mit voller Beladung (G_h). Beim Vorderrad wird bzgl. Maximallast vom Grenzfall der Bremsung mit abhebendem Hinterrad ausgegangen („stoppie“), beim Hinterrad von maximaler Beschleunigung mit abhebendem Vorderrad („wheelie“). Das heißt, beim jeweiligen Fahrzustand lastet das gesamte Gewicht des Fahrzeugs jeweils auf dem betrachteten Rad.

Es kommen im Fahrbetrieb weitere Effekte hinzu, die die Maximalbelastungen erhöhen. Bei griffigem Asphalt beträgt der Reibwert μ zwischen Reifen und Fahrbahn in der Regel nicht mehr als $\mu = 1{,}0 \ldots 1{,}1$. Durch Verzahnungseffekte und bei Verwendung von sehr weichen Gummimischungen (Rennreifen), kann dieser Wert aber in Einzelfällen (Rennstrecke) auf bis zu $\mu = 1{,}2 \ldots 1{,}4$ ansteigen, d. h. die mögliche Bremsverzögerung kann dann über der Erdbeschleunigung (9,81 m/s^2 = 1 g) liegen. Dieses sollte je nach Fahrzeug fallweise in der Auslegung berücksichtigt werden und die Längskräfte entsprechend höher angesetzt werden.

Dynamische Lastüberhöhungen in vertikaler Richtung, verursacht durch grobe Fahrbahnunebenheiten oder Schlaglöcher, können ein Vielfaches der Erdbeschleunigung ($G^* = m \cdot x \cdot g$; $g = 9{,}81$ m/s^2) betragen. Für europäische Straßenverhältnisse liegt der Überhöhungsfaktor x bei 3 … 5, im groben Gelände oder bei extrem schlechten Straßenverhältnissen, wie man sie in Asien oder Südamerika häufiger antrifft, werden auch schon mal kurzzeitige Spitzen in der Vertikalbeschleunigungen mit bis zum 10-fachen der Erdbeschleunigung erreicht.

Der Rahmen und die Vorderradaufhängung werden durch die am Vorderrad angreifenden Radaufstands- und Bremskräfte vorrangig auf Biegung beansprucht, der Abstand Radaufstandspunkt-Steuerkopf wirkt dabei als Hebelarm für die Kräfte. Bei Kurvenfahrt kommt auf das Fahrwerk ein Torsionsmoment aus den Radaufstandskräften hinzu, weil deren Wirkebene dann nicht mehr mit der Schwerpunktebene des Motorrades zusammenfällt, Abb. 8.4**.** In Wirklichkeit sind die Verhältnisse komplexer als in der sehr vereinfachten Schemazeichnung dargestellt, denn die Kräfte in den Radaufstandspunkten greifen wegen der unterschiedlichen Kurvenradien, die Vorder- und Hinterrad durchlaufen, in versetzten Ebenen an.

Das hintere Rahmenteil und die Hinterradaufhängung werden im Prinzip analog zum Vorderbau auf Biegung und Torsion beansprucht. Wegen der dynamischen Radlastverlagerung zum Vorderrad mit entsprechender Entlastung des Hinterrades, ist die Vollbremsung für das hintere Rahmenteil weniger belastend. Durch Stempeln des Hinterrades können aber

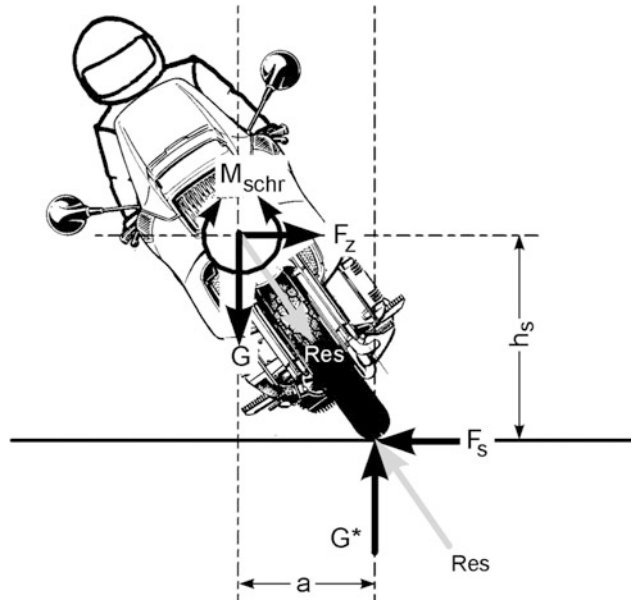


Abb. 8.4 Momentenbeanspruchung bei Kurvenfahrt

Lastspitzen entstehen. Die Belastung des hinteren Rahmenteils und der Hinterradaufhängung hängt vor allem vom zulässigen Gesamtgewicht und von den Beladungszuständen ab. Zu den Radlasten addieren sich beim Hinterrad und seiner Aufhängung noch die Reaktionskräfte aus dem Antrieb und beim Bremsen. Bei Kardanantrieben mit Momentenabstützung, vgl. Abschn. 8.4, müssen beispielsweise die Stützkräfte, die in den Rahmen eingeleitet werden, bei der Rahmenauslegung gesondert berücksichtigt werden.

Infolge der räumlichen Trennung bei der Abstützung von Brems- bzw. Antriebskräften und bei der Aufnahme der Radlasten über die Federbeine, ist die Lasteinleitung im hinteren Rahmenteil punktuell und räumlich verteilt. So stützen sich die Brems- und Antriebskräfte im Schwingendrehpunkt, also relativ tiefliegend, ab, während die Radlasten über die Federbeine in den oberen Teil der Rahmenstruktur eingeleitet werden.

Die Heckrahmenkonstruktion muss zusätzlich noch für die Kräfte ausgelegt werden, die sich aus der Anbringung von Gepäckträgern, Kofferhaltern und ähnlichem Zubehör ergeben, sowie für die punktuelle Zusatzbelastung aus dem Beifahrergewicht. Für das Zubehör muss berücksichtigt werden, dass Koffer und Topcases nicht unerhebliche Einzelmassen darstellen, die im Fahrbetrieb horizontal und vertikal beschleunigt werden und in Verbindung mit dem Heckrahmen auch zu Eigenschwingungen angeregt werden. Die daraus resultierenden Belastungen müssen separat untersucht und berücksichtigt werden. Dazu wird der Heckrahmen zusammen mit dem Gepäcksystem im Rahmen der Bauteilerprobung auf speziellen Prüfeinrichtungen über eine definierte Zeit einer Schwingungsbeanspruchung ausgesetzt. Im Kap. 9 wird auf die Festigkeitsauslegung, die Berechnung und auf Prüfeinrichtungen zum Testen der Betriebsfestigkeit noch näher eingegangen.

8.3 Rahmen – Bauarten und konstruktive Ausführungen

Aufgabe des Rahmens ist es, eine verwindungssteife Verbindung zwischen dem gelenkten Vorderrad und der Hinterradaufhängung zu schaffen, d. h. beim konventionellen Motorradfahrwerk mit Telegabel und Hinterradschwinge muss der Rahmen eine stabile Verbindung zwischen Lenkkopf und Schwingenlagerung herstellen. Der sehr naheliegende Gedanke, diese Verbindung auf direktem Wege mittels eines geraden Blechprofils zu schaffen, ist in seinen Grundzügen schon mehr als 90 Jahre alt, Abb. 8.5. Offenbar geriet dieses Konstruktionsprinzip für Motorradrahmen in Vergessenheit, und es dominierten jahrzehntelang die Stahlrohrrahmen, bis japanische und später auch europäische Motorradhersteller dieses Grundprinzip, diesmal aus Aluminiumprofilen, für schnelle Sportmotorräder wieder aufgriffen und auf den Markt brachten. Ohnehin findet sich in der jüngeren Geschichte eine große Vielfalt von interessanten Rahmenkonstruktionen, weshalb in diesem Kapitel viele Beispiele, die bis in die 1980er-Jahre zurückgehen, gezeigt werden.

Nun werden an den Rahmen neben der Steifigkeit noch eine Reihe weiterer Anforderungen gestellt, die letztlich seine Konstruktion beeinflussen und zu den unterschiedlichen Bauarten geführt haben.

Als wichtigste Kriterien sind zu nennen:

- geringes Gewicht
- schwingungsgünstige Aufnahme des Antriebs mit möglichst niedriger Schwerpunktlage
- niedrige und ergonomisch günstige Fahrer- und Beifahrersitzposition
- ausreichende Bodenfreiheit auch bei großer Schräglage
- gute Zugänglichkeit zu den Aggregaten und wartungsbedürftigen Bauteilen
- Gutmütigkeit bei Überbelastung (hohe Bruchdehnung)
- zuverlässige Qualitätsprüfung
- geringe Herstellkosten
- Korrosionssicherheit
- Reparaturmöglichkeit
- ansprechendes Design

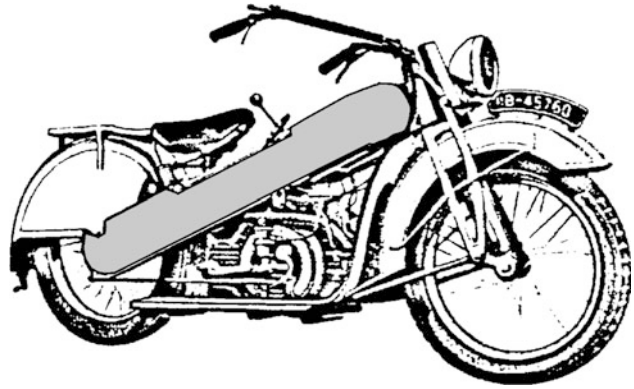


Abb. 8.5 Gerade Rahmenverbindung zwischen Steuerkopf und Hinterradführung (MARS 1923)

Inwieweit die verschiedenen Rahmenkonstruktionen diese Kriterien erfüllen, wird anhand von Beispielen noch erläutert. Zunächst soll auf einige der Anforderungen näher eingegangen werden.

Die Fahrer- und Beifahrerposition, die der Rahmen ermöglicht, ist nicht allein aus Komfortgründen von Bedeutung, sondern sie bestimmt zusammen mit der Motorlage wesentlich den Gesamtschwerpunkt des Motorrades und damit das gesamte Fahrverhalten. Auch das subjektive Fahrempfinden wird von der Fahrerposition beeinflusst. Untersuchungen zeigen, dass der Normalfahrer auf öffentlichen Straßen bei einer unverkrampften Sitzposition das Motorradhandling in der Regel besser beurteilt, als wenn das Motorrad ihm eine ungünstige Sitzhaltung aufzwingt. Hier spielen besonders die Lenkerposition und die Hebelverhältnisse am Lenker eine wichtige Rolle. Darüber hinaus trägt natürlich eine entspannte Sitzhaltung zur Konzentration bei und verbessert allein damit die Fahrzeugbeherrschung. Unter diesem Aspekt ist die zusammengekauerte Sitzposition moderner Supersportmotorräder, die aus dem Rennsport abgeleitet ist, für das Fahren auf normalen Landstraßen weniger vorteilhaft, aber in diesem Segment natürlich unverzichtbar.

Die Gutmütigkeit bei Überbelastung ist besonders wichtig für Rahmen von Enduro-Motorrädern und bei Unfällen. Wenn es bei voll beladenem Motorrad zum Durchschlagen der Federung kommt (Sprünge im Gelände, schlechte Straßen bei Fernreisen), können kurzzeitige Spitzenbelastungen entstehen, die keinesfalls zu versteckten Rissen am Rahmen führen dürfen. Das gleiche gilt im Falle eines Unfalls. Wird dabei der Rahmen nur soweit verbogen, dass dies mit bloßen Auge nicht sichtbar ist, darf das ebenfalls nicht zu unsichtbaren Schädigungen führen. Bei Stahlrohrrahmen ist dies in der Regel kein Problem. Aufgrund der Duktilität und hohen Bruchdehnung von Stahl kommt es erst dann zu Anrissen im Material, wenn der Rahmen deutlich sichtbar und soweit verbogen ist, dass eine Weiterfahrt sowieso nicht mehr möglich ist.

Aluminium kann besonders bei höherfesten Legierungen ein spröderes Werkstoffverhalten aufweisen, dadurch könnte es in ungünstigen Fällen zu nur schwer sichtbaren, kleinen Rissen kommen, die auf Dauer zum Bruch einer Konstruktion führen können. Aluminiumrahmen müssen daher entweder so gebaut werden, dass die Gesamtkonstruktion in derartigen Fällen noch eine genügende Reststabilität aufweist, oder es muss jegliche Schädigung bei Überbelastung sofort von außen am Rahmen erkennbar sein. Da Überbelastungen im normalen Straßenbetrieb eigentlich nur bei Unfällen vorkommen, ist ein derartiges Verhalten bei Straßen-Sportmotorrädern unproblematisch. Bei Enduros hingegen können Überbelastungen nicht ausgeschlossen werden, weshalb Aluminiumrahmen für diese Motorradkategorie schwieriger zu beherrschen sind.

Auf dieses Werkstoffverhalten von Aluminium gründet sich auch die fehlende Reparaturmöglichkeit. Richtoperationen an Aluminiumrahmen sind wegen der Gefahr von versteckten Anrissen nicht zu verantworten und müssen entschieden abgelehnt werden! Stahlrahmen hingegen können nach Unfällen instand gesetzt werden. Wie beim Rahmenaustausch, muss für eine ordnungsgemäße Richtoperation das Motorrad komplett zerlegt werden, damit der Rahmen in eine Richtbank eingespannt werden kann. Andere Reparaturmethoden sind abzulehnen.

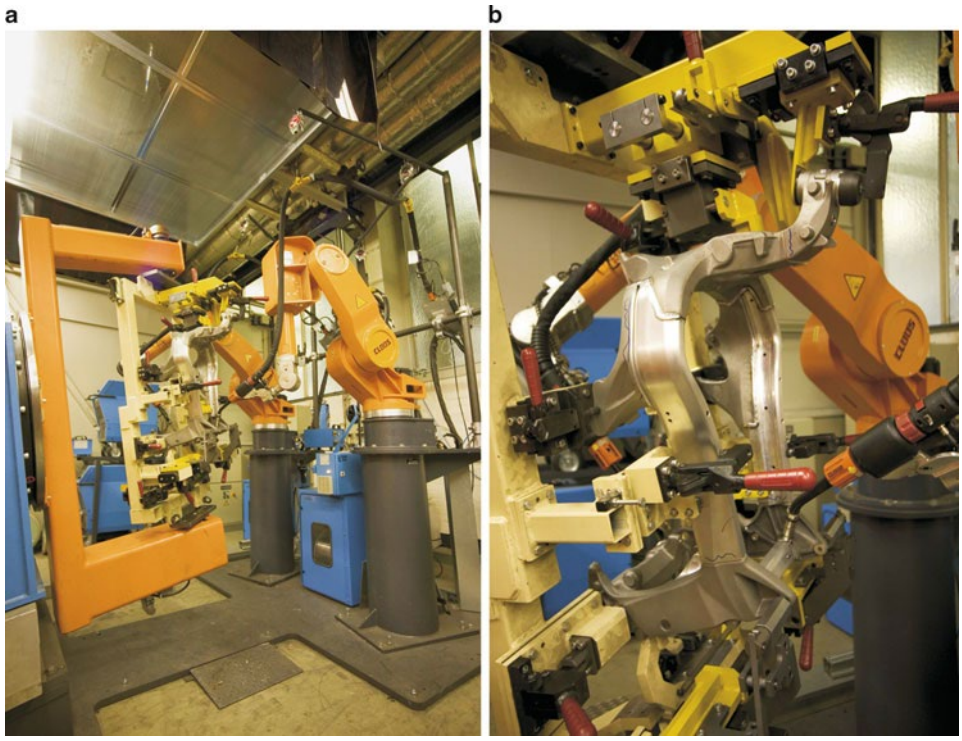


Abb. 8.6 Roboterschweißung eines Aluminiumrahmens (BMW K 1200 S) (BMW/Arnold Debus)

Wichtig sind grundsätzlich die Qualität der Schweißung und die Qualitätssicherung. Das Schweißen von Aluminium ist gegenüber Stahl insgesamt aufwändiger. Aufgrund der hohen Wärmedehnung ist die Schweißabfolge sehr wichtig, um Verzug und Schweißfehler zu minimieren. Die Rissempfindlichkeit ist größer, und die Festigkeit von Aluminiumschweißnähten liegt deutlich unter der von Stahlnähten. Sämtliche Schweißparameter müssen beim Aluminiumschweißen sehr zuverlässig eingehalten werden. Somit wird auch bei der Qualitätsprüfung ein höherer Aufwand nötig, Die aufwändigere Fertigung zusammen mit den höheren Werkstoffkosten bedingen, dass Aluminiumrahmen deutlich teurer sind als Rahmen aus Stahl. Abb. 8.6 zeigt die hochmoderne Roboterschweißung eines Aluminiumrahmens, wie sie bei BMW für den Rahmen (Bildbeispiel K1200S) eingesetzt wird.

Die Gewichtsvorteile von Aluminium kommen nur bei werkstoffgerechter Konstruktion zum Tragen. Zwar ist das Festigkeits-/Gewichtsverhältnis günstiger als bei Stahl, doch kommt es beim Motorradrahmen, wie einleitend bereits erwähnt, entscheidend auch auf die Steifigkeit an. Hier ist das Verhältnis zwischen Stahl und Aluminium gleich. Denn der Elastizitätsmodul von Aluminium, der die Steifigkeit bestimmt, nimmt in gleichem Maße wie das spezifische Gewicht ab (jeweils 1/3 der Werte von Stahl). Die Dimensionierung des Rahmens muss der Belastung also möglichst genau folgen. Dann kann durch entsprechende Gestaltung der Gewichtsvorteil von Aluminium auch ausgenutzt werden. Ein

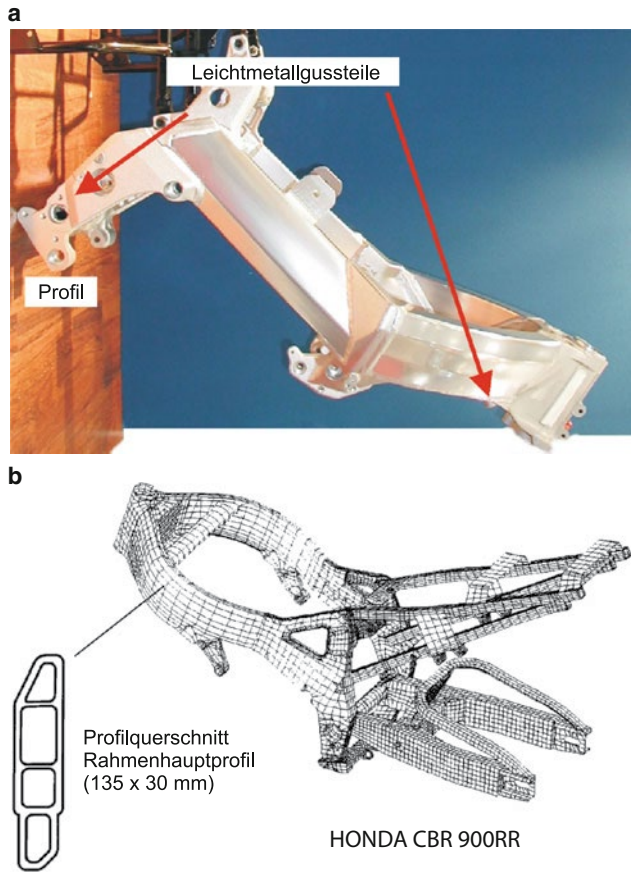


Abb. 8.7 Aluminiumrahmen in Profilbauweise

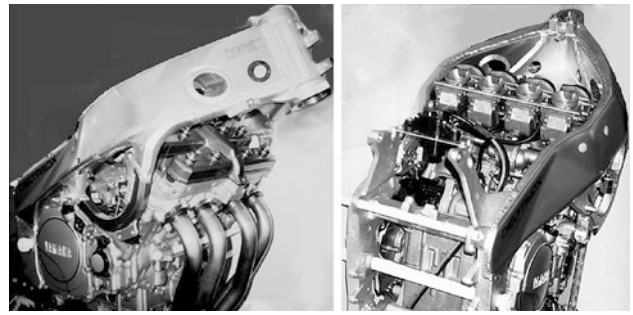
großer Vorteil von Aluminium besteht darin, dass sich mittels entsprechender Umformverfahren kostengünstig maßgeschneiderte Profile herstellen lassen, deren Querschnitte genau an die Belastungen des Rahmens angepasst werden können. Über eine ausgeklügelte Profilbauweise, in Kombination mit Leichtmetallgussteilen, lassen sich dann bei gleichem oder niedrigerem Gewicht deutlich höhere Steifigkeiten als bei Stahlkonstruktionen erzielen.

Abb. 8.7 zeigt zwei derartige, Rahmenkonstruktionen aus Aluminium, die zu Anfang nur bei teuren Supersportmotorrädern verwendet wurde, sich aber auf breiter Basis durchsetzt. Steuerkopf und Schwingenplatte sind Aluminiumgussteile, die mit den beiden Hauptholmen, bestehend aus einem geschlossenen Strangpressprofil, verschweißt werden. Der im unteren Bildteil als Zeichnung dargestellte, verwindungssteife Rahmen der *HONDA* wiegt nur 10,5 kg. Das Rahmenheckteil, ebenfalls aus Aluprofilen, wird mit dem Hauptrahmen verschraubt. Die hohe Eigensteifigkeit der Konstruktion macht es möglich, auf eine starre Motoreinbindung in den Rahmen zu verzichten. Der Motor hängt unterhalb des Rahmens und kann teilentkoppelt unter Zwischenschaltung von Gummielementen verschraubt werden. Das reduziert die Einleitung komfortmindernder Motorschwingungen in



Abb. 8.8 Designeinfluss der Rahmenkonstruktion (YAMAHA YZF-R1)

Abb. 8.9 Rahmenbauart und Motoreinbaulage (Yamaha FZR)



den Rahmen auf ein Minimum, wodurch nur noch geringe Vibrationen in Lenker und Fußrasten spürbar werden.

Die Seitenansicht eines Motorrades, Abb. 8.8, macht deutlich, dass derartige Rahmenkonstruktionen das Design des Motorrades dominant bestimmen. Für den Tank ist, zumindest bei der klassischen Tankposition, nur noch oberhalb des Rahmens Platz. Ein Herunterziehen des Tanks seitlich über die Rahmenrohre ist nicht möglich, weil der Tank dann zu breit würde und keinen ordentlichen Knieschluss mehr zuließe. Um ein großes Tankvolumen zu erzeugen, muss der Tank im hinteren Bereich hoch gestaltet werden. Es ergibt sich daraus eine zweigeteilte Linienführung. Zum einen dominiert die nach hinten abfallende Linie des Rahmens, andererseits ergibt die Tankform eine fast horizontale Linie.

Die Heckverkleidung ist nach vorn abfallend gestaltet. Sitzbanklinie und Rahmenlinie ergeben zusammen eine Linienführung in der Form eines in die Breite gezogenen X, wodurch sich ein harmonischer Gesamteindruck einstellt. Die Tankoberkante verläuft jetzt



Abb. 8.10 Rahmen der Aprilia RSV Mille

parallel zur Fahrbahn und Verkleidungsunterkante, so dass sich insgesamt ein Motorrad mit ausgewogenen Proportionen ergibt.

Die Rahmenbauart nimmt neben dem Design auch starken Einfluss auf die Motoreinbaulage und damit letztlich auf die Motorbauart, wie am Beispiel der früheren FZR-Modellreihe von *YAMAHA* besonders deutlich zu erkennen ist, Abb. 8.9. Die beiden breiten Profilrohre des Deltabox-Rahmens müssen im hinteren Bereich wegen des Knieschlusses nahe aneinander geführt werden, so dass dort für die Vergaserbatterie des Vierzylinderreihenmotors und eine voluminöse Ansauganlage nicht genügend Bauraum bleibt. Die Vergaser und die Luftansaugung müssen daher weiter vorn zwischen den Rahmenrohren ihren Platz finden, was einen stark geneigten Motoreinbau erfordert. Ein schmal bauender V-Motor hätte für diese Rahmenbauart daher einige Vorteile, wie in Abb. 8.10 am Rahmen der *APRILIA* RSV Mille sichtbar wird. Dieser Rahmen zeichnet sich durch eine hohe Torsionssteifigkeit von 6500 Nm/° aus und ist aufwändig gestaltet. Es werden speziell geformte Profile verwendet, die sehr kräftig ausgeführt sind und im vorderen Bereich Durchbrüche für die Luftansaugung (Ram-Air-Kanäle) tragen. Das Gewicht des Rahmens ist dem Autor nicht bekannt.

Eine interessante Abwandlung des Aluminium-Profilrahmens zeigte *SUZUKI* beim Rahmen der TL1000, Abb. 8.11. Hier wird die Verbindung vom Steuerkopf zur Schwingenaufnahme von je zwei parallelen Profilzügen gebildet, die im Schwingenbereich mit einer dreiecksförmigen Aluminiumplatte verschweißt sind. Die Profile sind untereinander mit verschweißten Streben verbunden. Es wird mittels relativ einfacher (und preiswerter) Profile die Wirkung eines sehr hochstegigen Profils und damit eine hervorragende Steifigkeit des Rahmens erzielt. Das Rahmenheck ist bei dieser Konstruktion angeschraubt.

Die Grundidee der modernen Aluminiumprofilrahmen, die direkte Verbindung von Steuerkopf und Schwingenlager (bzw. Hinterradaufhängung), die neben der gezeigten *MARS* von 1923 auch bei diversen Konstruktionen der 50er-Jahre (z. B. *NSU* Fox und Max) verwirklicht wurde, lebte andeutungsweise bereits 1981 im Brückenrahmen der *YAMAHA* TR1 wieder auf, Abb. 8.12. Mit Einbeziehung des Motors als tragendem Element wird hier der gerade Kraftfluss vom Steuerkopf zum Schwingenlager hergestellt.

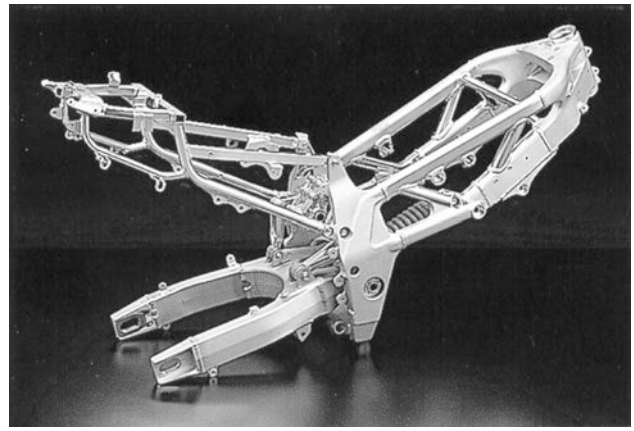


Abb. 8.11 Rahmen der Suzuki TL1000

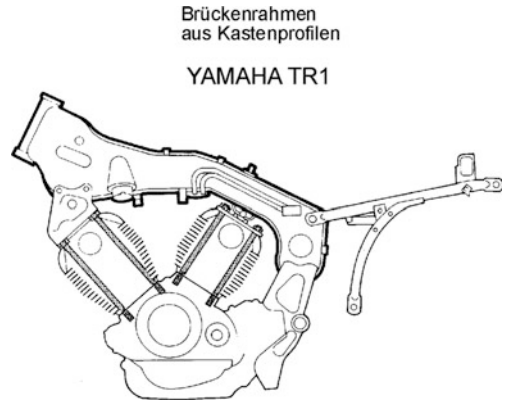


Abb. 8.12 Kastenprofilrahmen als Vorläufer moderner Strangpressprofilrahmen

Beachtenswert ist die große Profilhöhe der Stahlblechkonstruktion, die zusammen mit dem fest verschraubten Motor für eine, bezogen auf die damaligen Anforderungen, hohe Stabilität sorgt. Allerdings ist das Rahmenprofil lediglich einzügig als zentrales Rückgrat ausgebildet. Die hohe Torsionssteifigkeit der modernen Aluminiumprofilrahmen wird damit nicht erreicht, denn diese ergibt sich erst durch die heute angewandte, zweizügige Ausbildung mit der breiten Umfassung des Steuerkopfes durch zwei nach hinten führende Profilstreben. Insofern war die Konstruktion der *MARS vom Prinzip* her vorbildlich.

Die Abb. 8.13 verdeutlicht die Notwendigkeit hochstegiger Strukturen bei Fahrwerken mit konventioneller Teleskopgabel. Durch den großen Abstand zwischen Radaufstandspunkt und Steuerkopf erfolgt die Krafteinleitung weit oben am Rahmen mit einem entsprechend hohen Biegemoment. Entsprechend benötigt man eine Rahmenstruktur mit hohem Widerstandsmoment gegen die resultierende Biegebeanspruchung.

Bei der Vorderradführung *Duolever*, die *BMW* in 2004 beim Modell K 1200 S als Neuheit in die Serie eingeführt hat, sind die Verhältnisse für den Rahmen durch einen tiefer liegenden Kraftangriff mit kleinerem Hebelarm günstiger, Abb. 8.14.



Abb. 8.13 Biegemoment am Rahmen



Abb. 8.14 Biegemoment am Rahmen (BMW/Arnold Debus)

Der Brückenrahmen ist eine hochsteife Leichtbau-Verbundkonstruktion aus Aluminiumprofilen und Leichtmetallgussteilen, die miteinander verschweißt werden. Die Profile werden mittels Hochdruck-Hydroumformung gefertigt. Das komplette Rahmengewicht beträgt nur 11 kg.

YAMAHA zeigte erstmals auf der Tokyo Motor Show 2003 einen Rahmen, der komplett als Leichtmetallgussteil ausgeführt ist. Er wird im Modell Fazer verwendet. Um ihn gießen zu können, muss der Rahmen zweigeteilt sein. Die Teilung erfolgt in der Mittenebene und beide Hälften werden am Steuerkopf und unterhalb des Schwingenlagers miteinander verschraubt, Abb. 8.15. Seine Gesamtstabilität erhält der Rahmen nach Verschraubung mit dem Antrieb.

DUCATI verwendete in der Erstauflage des Supersportlers *Panigale* eine sehr interessante Leichtmetall-Gusskonstruktion für den Rahmen, bei der die Airbox integriert und Teil des tragenden Hauptrahmens ist, Abb. 8.16.

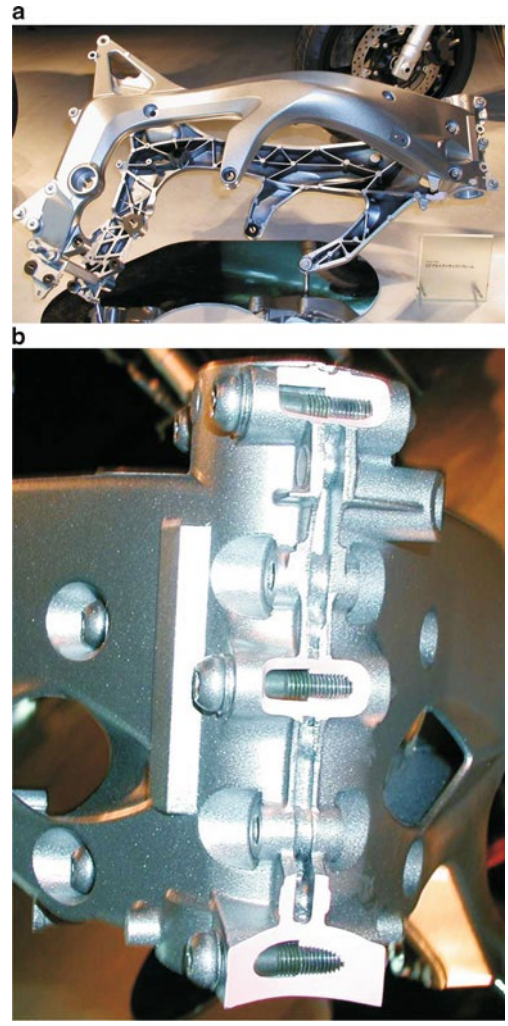


Abb. 8.15 Gussrahmen aus Leichtmetall (*YAMAHA*)

Im Grunde bildet die Airbox den gesamten vorderen Teil des Rahmens und nimmt auch den Steuerkopf auf. Da die Airbox ohnehin voluminös ausgeführt werden muss, ergibt sich für den Rahmen in diesem Bereich eine kastenförmige Struktur, die den Steuerkopf weit und hochstegig umfasst. Damit ist dieser in eine extrem steife Struktur eingebettet. Der Rahmen ist jeweils an die Zylinderköpfe über Schrauben angebunden, damit wirkt der Motor versteifend und trägt mit. Die Gesamtkonstruktion ist somit ein Brückenrahmen. Diese Integration spart Gewicht, denn es bedarf keines weiteren Bauteils mehr für die Airbox. Dieser Rahmen ist ein Musterbeispiel für eine perfekte Funktionsintegration und gekonnten und intelligenten Leichtbau, aber nicht unbedingt kostengünstig.

Technologisches Neuland bei Motorradrahmen betritt BMW bei der in exklusiver Kleinserie gefertigten HP4 Race mit einem Rahmen, der vollständig aus faserverstärktem Kunst-

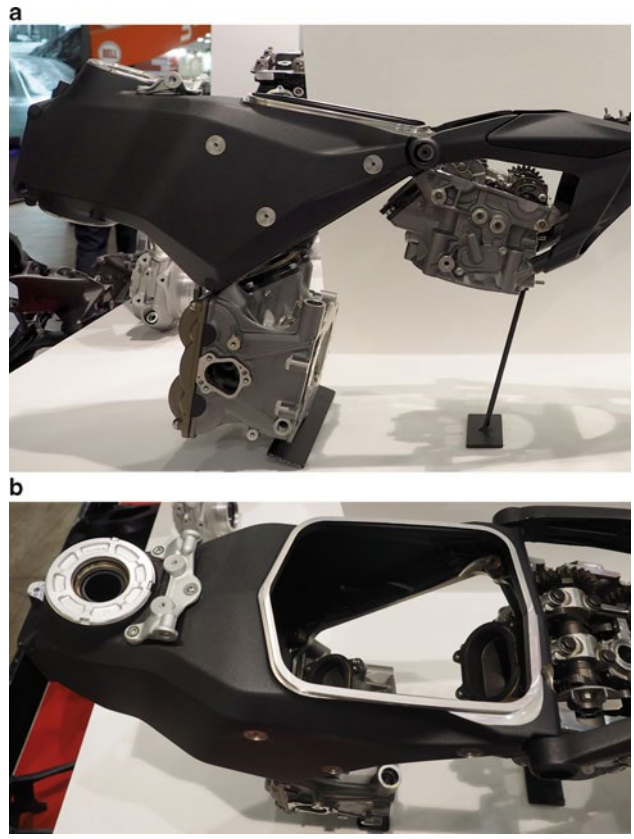


Abb. 8.16 Hauptrahmen als Gusskonstruktion mit integrierter Airbox, DUCATI Panigale



Abb. 8.17 Hauptrahmen der BMW HP4 Race vollständig aus Carbon-Werkstoff (BMW/ Arnold Debus)

stoff auf der Basis hochfester Carbonfasern gefertigt ist, Abb. 8.17. Dieser Carbonrahmen spart gegenüber seinem Serienpendant aus Aluminium für die S1000RR 4 kg Gewicht.

Durch gezielte Orientierung der Faserrichtungen und entsprechende Wandstärken kann eine ideale Kombination aus höchster Steifigkeit und gezielter Nachgiebigkeit beim Rahmen erreicht werden. Diese sehr aufwändige Technologie kann aber derzeit nur für ein sehr

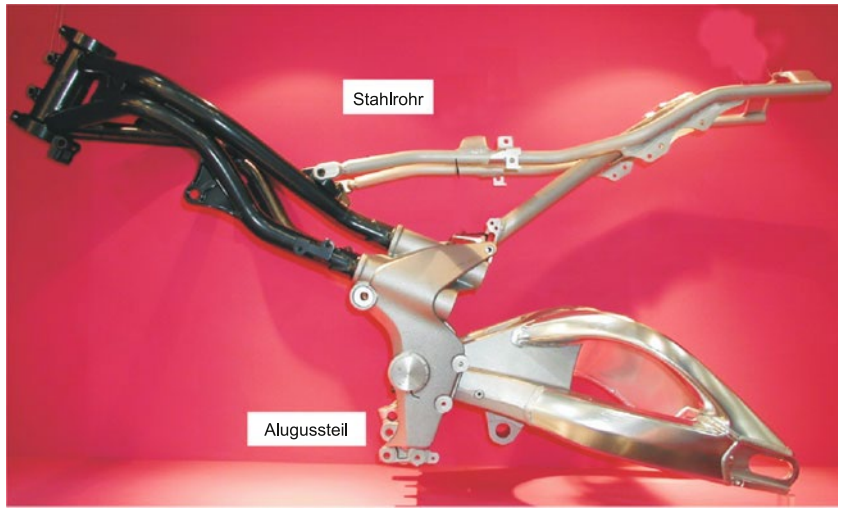


Abb. 8.18 Verbundrahmen aus Aluminiumguss und Stahlrohr (*BENELLI*)

exklusives Motorrad zu einem entsprechend hohen Preis eingesetzt werden. Für eine normale Serie sind Carbonrahmen derzeit nicht wirtschaftlich darstellbar.

Trotz aller neuzeitlichen Aluminiumkonstruktionen mit all ihren Vorteilen können sich im Motorradbau *Rohr*rahmenkonstruktionen aus Stahl nach wie vor behaupten. Auch sehr interessante Verbundkonstruktionen werden angewandt, wie der Rahmen von *BENELLI* in der Tornado 900, Abb. 8.18.

Der Hauptgrund für die Verwendung von Stahlrohrrahmen liegt in der oft weniger aufwändigen Fertigung dieser Rahmen, was ihn zusammen mit dem preiswerteren Grundmaterial kostengünstiger macht. Für Rohrrahmen reichen einfache Biege- und Schweißvorrichtungen, während Profilrahmen teure Umform- und Schweißwerkzeuge benötigen, die nur bei großen Stückzahlen bzw. teureren Motorrädern wirtschaftlich realisierbar sind.

Bei den Rohrrahmen unterscheidet man drei Grundbauweisen, den Schleifenrahmen, den Brückenrohrrahmen und den Gitterrohrrahmen. Letzterer ist eine Konstruktion in Fachwerkbauweise und besteht weitgehend aus geraden Rohren, die nur auf Zug oder Druck beansprucht werden, Abb. 8.19. Die fehlende Biegebelastung ermöglicht die Verwendung dünnwandiger Rohre (Wandstärke kann je nach Belastung unter 2 mm liegen), wodurch der Rahmen, bezogen auf seine Stabilität, sehr leicht wird. Die hohe Torsions- und Biegesteifigkeit eines Gitterrohrrahmens resultiert aus dem räumlichen Fachwerk mit breiter Einfassung des Steuerkopfes und der Schwingenlagerung. Dem Vorteil, dass gerade Rohre verwendet werden, so dass man ohne Biegeoperationen auskommt, steht als Nachteil die Vielzahl von Schweißvorgängen gegenüber. Das macht das Einhalten eines genauen Schweißplans notwendig, um Verzug und unzulässig hohe Eigenspannungen zu vermeiden.

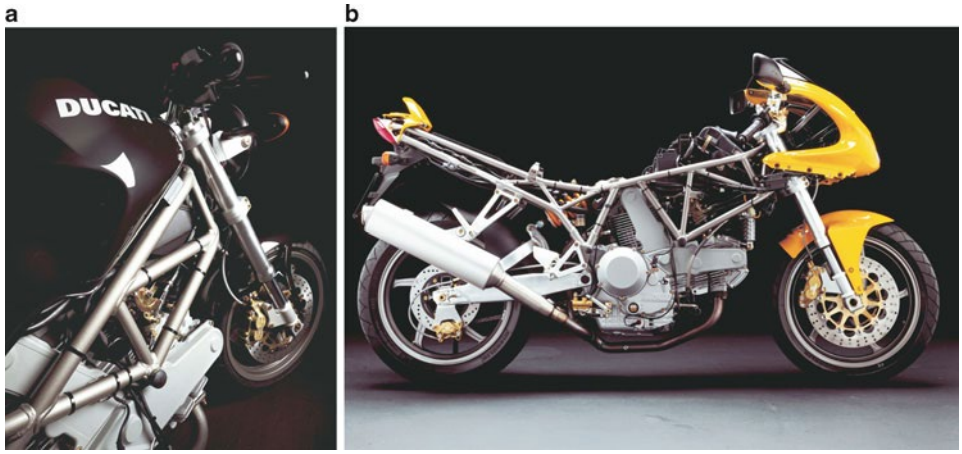


Abb. 8.19 Gitterrohrrahmen (*DUCATI*)

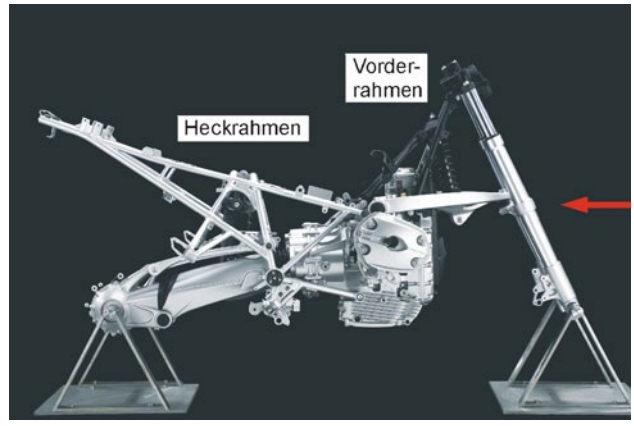


Abb. 8.20 Gitterrohrrahmen der BMW R 1200 GS (2004) (BMW/Arnold Debus)

BMW verwendete für seine luftgekühlten 4-Ventil-Boxermodelle mit 1200 cm^3 ebenfalls einen Gitterrohrrahmen, Abb. 8.20. Der leichte Hauptrahmen besteht aus einem dreiecksförmigen Vorderrahmen und einem Heckrahmen, die beide mit dem mittragenden Antrieb verschraubt sind. Der Motor trägt wesentlich zur Versteifung bei. Die Hinterradschwinge wird im steifen Heckrahmenverbund gelagert. Möglich wird diese geteilte Rahmenkonstruktion durch die Vorderradführung *Telelever* (vgl. Abschn. 8.4.1), bei der die Hauptkräfte durch den Längslenker in das sehr steife Motorgehäuse eingeleitet werden.

Ähnlich gute Steifigkeitseigenschaften wie Gitterrohrrahmen weisen Brückenrohrrahmen auf, bei denen der Motorblock als mittragendes Element ausgebildet ist, Abb. 8.21. Auch diese Rahmenkonstruktion besteht weitgehend aus geraden Rohren, die zu Dreiecks- und Viereckverbänden zusammengeschweißt sind. Maßgebend für die Steifigkeit ist die Doppelzügigkeit des Rahmenrückgrats mit zwei parallelen Rohrstreben, die den Steuerkopf weit umfassen und gut abstützen und die breite Basis der Motoranbindung.

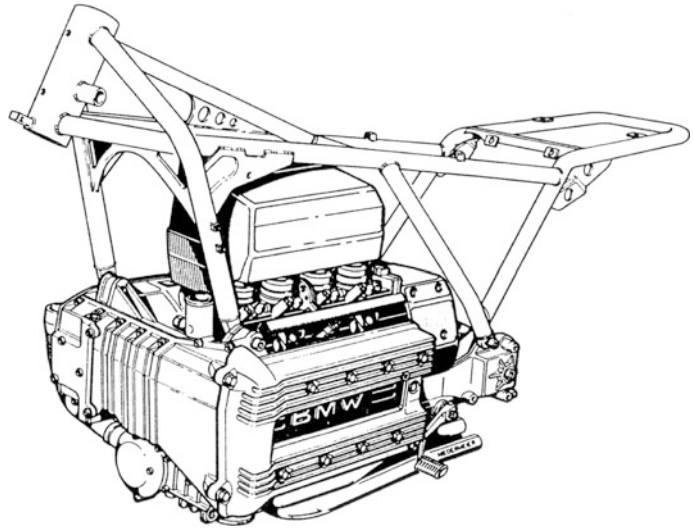


Abb. 8.21 Brückenrohrrahmen mit Motor als tragendem Element (BMW K 100, 1983)

Der Motor-Getriebeblock allein weist schon eine sehr hohe Grundsteifigkeit auf, die mit einer reinen Rohrkonstruktion nicht erreichbar wäre. Dies wird für die Schwingenlagerung, die in einem Anguss am Getriebegehäuse erfolgt, vorteilhaft ausgenutzt. Wegen des einfachen Aufbaus, der fehlenden Rahmenunterzüge und dem Entfall einer separaten Schwingenlagerung im Rahmen, gehören Brückenrohrrahmen mit zu den leichtesten Rahmenkonstruktionen und sind darüber hinaus sehr kostengünstig in der Herstellung.

Ihr Hauptnachteil besteht darin, dass infolge der festen Verschraubung von Motor und Fahrwerk alle Motorschwingungen ungehindert an den Rahmen übertragen werden und sich deutlich als Vibrationen von Lenkerenden und Fußrasten dem Fahrer mitteilen. Dies ist besonders bei Vierzylinderreihenmotoren mit seinen hochfrequenten Schwingungen (Massenkräfte II. Ordnung, vgl. Abschn. 3.5) eine heute nicht mehr akzeptierte Komfortminderung. Man erkennt an diesem Beispiel wiederum den Stellenwert, der dem Ausgleich der freien Massenkräfte und Massenmomente beim Motorradmotor zukommt. In diesem Zusammenhang sei noch einmal auf die Abb. 3.72 verwiesen, das für verschiedene Motorkonzepte die Anregung durch Massenkräfte am Motoraufhängungspunkt darstellt. Zur Minderung der Vibrationsbelastung für den Fahrer gibt es die Möglichkeit, entweder die Fußrasten und den Lenker durch eine abgestimmte Gummilagerung schwingungsmäßig soweit als möglich vom Rahmen zu entkoppeln, oder aber die *Übertragungseigenschaften* des Rahmens für Schwingungen so auf die Schwingungsanregung abzustimmen, dass die Schwingungsamplituden bzw. Schwingbeschleunigungen zumindest an Lenker und Fußrasten möglichst klein werden. Einige Hersteller verwenden zu diesem Zweck auch beim Brückenrohrrahmen Gummielemente zur Motorlagerung. Diese müssen dann so ausgebildet sein, dass sie die Schwingungseinleitung in den Rahmen minimieren, gleichzeitig aber die Steifigkeitseigenschaften des Motor-Rahmenverbunds möglichst wenig beeinflussen. Dass dabei immer nur Kompromisslösungen möglich sind, die bei schnellen Sportmotor-

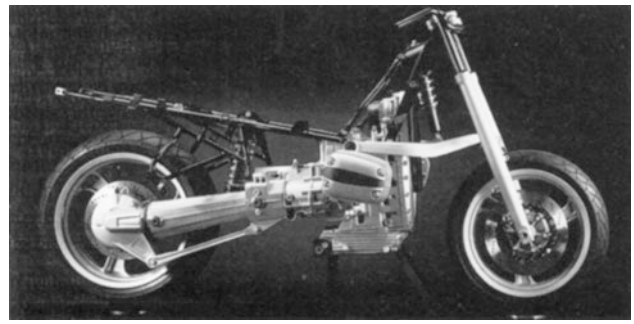


Abb. 8.22 Rahmenkonzept der BMW Boxermotorradbaureihe von 1993 bis 2004

rädern zugunsten der Steifigkeit unter Inkaufnahme von höheren Vibrationen und Komforteinbußen ausfallen, dürfte einleuchtend sein.

Die konsequenteste Nutzung der hohen Eigensteifigkeit eines Motor-Getriebeverbundes für ein Motorradfahrwerk zeigte *BMW* 1993 bei der damaligen ersten 4-Ventil-Boxergeneration, Abb. 8.22.

Der eigentliche Rahmen besteht bei dieser Konstruktion nur noch aus einem dreieckförmigen Rahmenvorderteil, ausgebildet als Aluminiumgussteil, sowie einem angeschraubten Rahmenhinterteil aus weitgehend geraden Stahlrohren. Das Vorderteil wird vorne am Motorgehäuse angeschraubt und stützt sich über zwei verschraubte Stahlrohrstreben zusätzlich hinten am Motor ab.

Die Hauptkräfte werden bei diesem Fahrwerk direkt in den Motor-Getriebeverbund eingeleitet. Dies ist nur möglich in Verbindung mit der speziellen Vorderradführung mit Längslenker (*BMW Telelever*), auf die, wie schon angemerkt, anschließend (Abschn. 8.4.1) näher eingegangen wird. Das Rahmenheckteil nimmt lediglich die Sitzbank auf und bildet die obere Abstützung des hinteren Federbeins. Die Kräfte aus der Hinterradführung leiten die Schwinge durch ihre Lagerung im Getriebegehäuse ebenfalls direkt in den Motor-Getriebeverbund ein. Realisierbar ist ein derartiges Fahrwerksdesign nur bei schwingungsarmen Motorkonzepten wie z. B. dem Boxermotor. In der Nachfolgegeneration der Boxermotorräder wurde dieses Konzept modifiziert. Untersuchungen zeigten, dass mit einer Kombination aus Motor und Rahmen, wie sie in Abb. 8.20 dargestellt ist, in Summe ein günstigeres Verhältnis aus Steifigkeit und Gewicht zu erzielen ist. So kann beispielsweise das Getriebegehäuse ohne die integrierte Schwingenlagerung leichter gestaltet werden.

Eine Mischform zwischen Brückenrahmen und Gitterohrrahmen stellt der Rahmen der BMW G310, Abb. 8.23, dar. Gerade Rohrstreben versteifen hier die insgesamt 4 gebogenen Rohre, die die tragende Haupt-Verbindung zwischen Steuerkopf und Schwingenlager herstellen**.** Das untere Bild zeigt den Rahmen in der Schweißvorrichtung für die Roboterschweißung.

Durch die Verstrebung wird der Rahmen sehr steif, im Gewicht bleibt er mit knapp 11 kg trotz der Stahlkonstruktion und der kräftigen Dimensionierung recht leicht.

Kommen wir der Vollständigkeit halber noch zu den klassischen Rohrrahmen in Schleifenausführung aus der Vergangenheit. Vorbild aller Doppelschleifenrahmen der Neuzeit ist

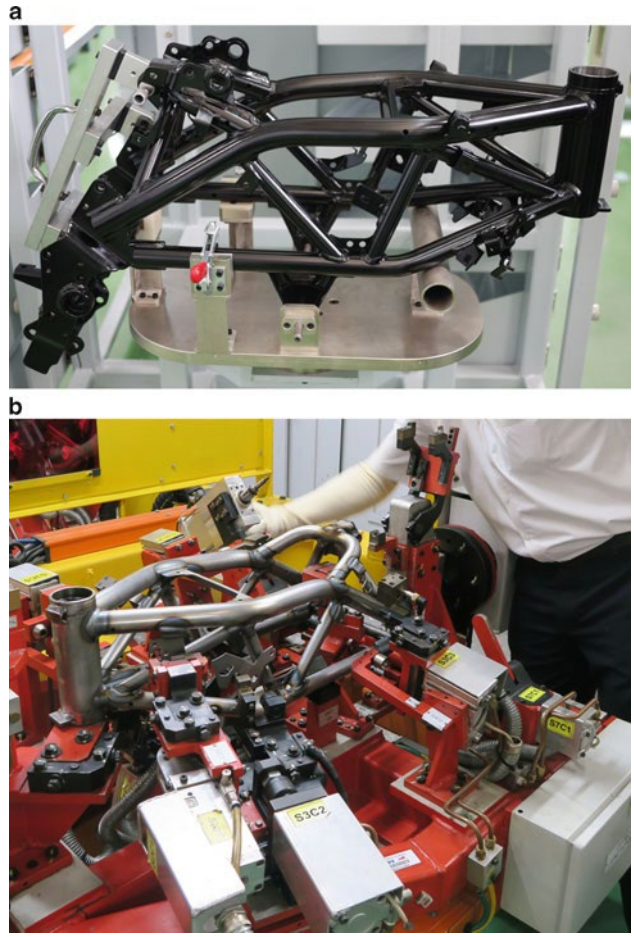


Abb. 8.23 Stahlrohrrahmen der BMW G310 (BMW/ Arnold Debus)

der sogenannte „Federbettrahmen“ der englischen Firma *NORTON*, der 1950 in Rennmaschinen erstmals eingesetzt wurde. Abb. 8.24. Charakteristisch für diesen Rahmen ist die zweizügige Ausführung der Rahmenrohre mit der Kreuzung der Rahmenrohre am Steuerkopf. Dadurch sollte eine hohe Torsions- und Biegesteifigkeit gepaart mit einer gewissen Längselastizität des Steuerkopfes erzielt werden, die sich in Fahrversuchen als günstig erwiesen hatte und die Dauerhaltbarkeit des Rahmens positiv beeinflusst.

Dieses Rahmenprinzip hat sich in mehr oder weniger abgewandelter Form bis Mitte der 1990er-Jahre erhalten, beispielsweise bei den BMW Boxermotorrädern mit Zweiventilmotor, Abb. 8.25. Zwar sind bei diesem Rahmen nur die Rahmenunterzüge in Form zweier, paralleler Rohrbögen ausgeführt, während das Rahmenrückgrat aus nur einem groß dimensionierten Rohr besteht, trotzdem wies der Rahmen für die damaligen Anforderungen eine genügend gute Torsions- und Biegesteifigkeit auf. Diese wird durch die Knotenbleche erzielt, mit denen die Rohranbindung zum Steuerkopf versteift wird. Der allmähliche Auslauf

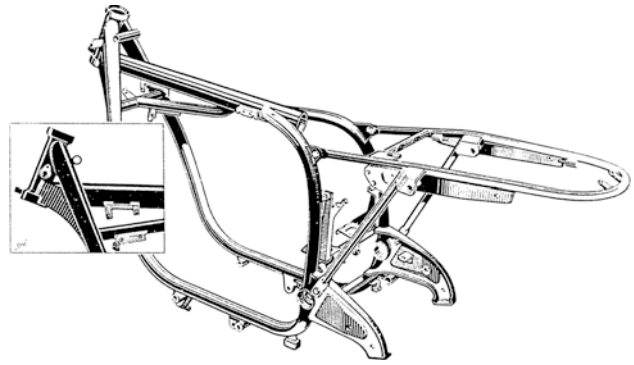


Abb. 8.25 Doppelschleifenrahmen der BMW Boxermotorräder (Zweiventilmotor)

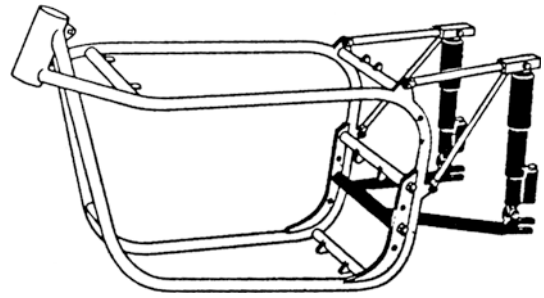


Abb. 8.24 Norton „Federbettrahmen“

des Knotenbleches vom Steuerkopf zum unteren Rohrbogen stellt einen gleichmäßigen Steifigkeitsanstieg sicher und verhindert, dass plötzliche Kraftsprünge auftreten, die die Dauerhaltbarkeit des Rahmens negativ beeinflussen könnten.

Der Vorteil des Doppelschleifenrahmens liegt, wie bei allen Rohrrahmen, in der kostengünstigen Herstellbarkeit wegen des geringen Aufwandes an Vorrichtungen und Werkzeugen. Der Doppelschleifenrahmen kann, weil der Motor nicht mitträgt, im Gegensatz zum Brückenrahmen freizügig gestaltet werden. Er tritt optisch nicht in den Vordergrund, wirkt leicht und filigran und trägt so zu einem klassisch eleganten Erscheinungsbild des Motorrades bei. Er erreicht allerdings bei weitem nicht die Steifigkeitswerte von Brückenrahmenkonstruktionen bei denen der Motor mitträgt oder die der modernen Profilrahmen. Gewichtsmäßig ist er den anderen modernen Konstruktionen ebenfalls unterlegen, der BMW Rahmen beispielsweise wog rund 16 kg.

Abb. 8.26 zeigt weitere Schleifenrahmen aus Stahlrohr, wie sie noch in neuerer Zeit in verschiedenen Motorrädern verwendet wurden.

8.4 Radführungen – Bauarten und konstruktive Ausführungen

Die Radführungen sind die Bindeglieder zwischen Reifen/Rad und dem Rahmen. Rahmen und Radführungen bilden bezüglich ihres Einflusses auf die Fahrstabilität eine Einheit. Neben der schon angesprochenen Fahrwerksgrundgeometrie ist der entscheidende Faktor

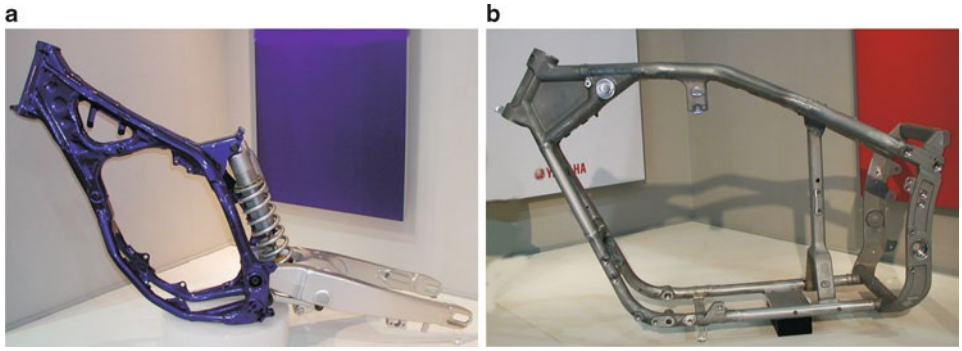


Abb. 8.26 Ausführungsbeispiele für Rohrrahmen

für Fahrstabilität und präzises Fahrverhalten, dass in jedem Fahrzustand Vorder- und Hinterrad eine gemeinsame Spur in der Radmittenebene bilden und auch bei hoher Belastung nicht seitlich ausweichen (gegeneinander verschränken)[1]. Eine verwindungssteife Rahmenkonstruktion allein ergibt kein befriedigendes Fahrverhalten, wenn nicht die Radführungen (und die Räder!) ebenfalls ausreichend stabil sind.

8.4.1 Vorderradführung

Die Vorderradführung hat auf die Fahrstabilität einen mindestens ebenso großen Einfluss wie der Rahmen. Die Aufgaben und Anforderungen, die an sie gestellt werden, sind dabei vielfältig:

- Bereitstellung großer Federwege
- gutes Ansprechverhalten der Federung und Dämpfung
- exakte, aber reibungsarme Führung der Räder
- verwindungssteife Aufnahme und Weiterleitung der am Rad angreifenden Kräfte
- leichtgängige, spielfreie Lenkbarkeit
- geringes Gewicht und kleines Massenträgheitsmoment um die Lenkachse
- Einbauraum für ausreichend große Bremsen gewährleisten
- einfache Radmontage ermöglichen
- Verschleißunanfälligkeit
- gefälliges Aussehen

[1] Es gibt Ausnahmefälle, in denen Motorräder bewusst einen serienmäßigen Spurversatz aufweisen. Dies kommt beispielsweise dann zustande, wenn bei einem Motorrad in einer Modellvariante ein breiterer Reifen verwendet werden soll, der ohne Änderung nicht in die vorhandene Hinterradschwinge passt. Man kann sich in derartigen Fällen damit behelfen, das Rad aus der Mittenebene zu versetzen. Solange der Versatz nur wenige Millimeter beträgt, wirkt er sich auf das Fahrverhalten nicht zwingend negativ aus.

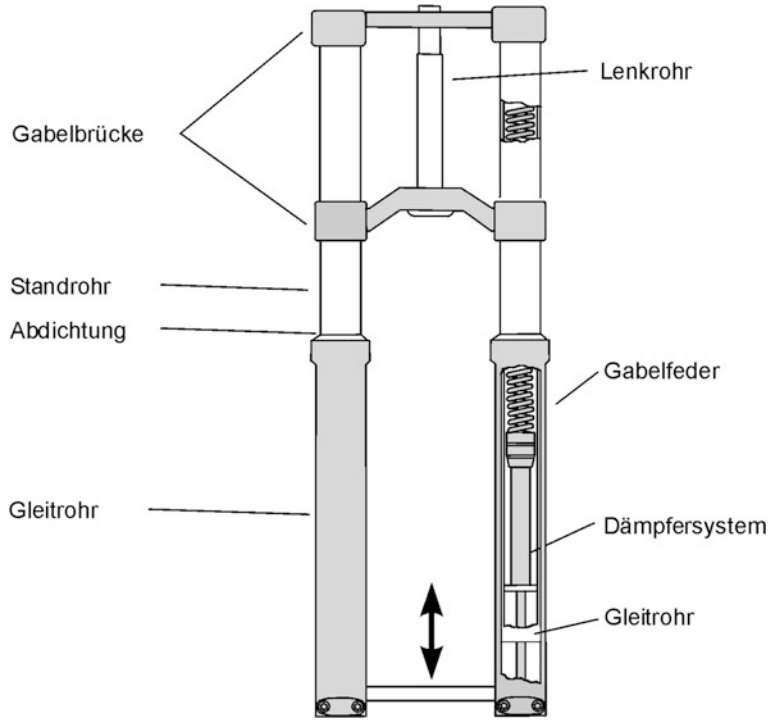


Abb. 8.27 Grundprinzip der Teleskopgabel

Es hat in der Entwicklungsgeschichte des Motorrades eine große Anzahl unterschiedlicher Systeme zu Vorderradführungen gegeben, von denen sich auf breiter Front bis heute nur die Telegabel durchgesetzt hat. Alternative Konstruktionen, auch wenn einige in der Gesamtheit aller Eigenschaften Vorteile bieten, sind immer noch die Ausnahme. Wegen ihres kompakten, gekapselten Aufbaus, ihrer relativ guten Federungseigenschaften und vor allem wegen ihres schlanken und eleganten Aussehens wird die Teleskopgabel seit den 1970er-Jahren praktisch ausschließlich verwendet. Erst in neuerer Zeit sind drei weitere Systeme zur Marktreife entwickelt und in Serienmotorrädern eingesetzt worden: der *Telelever* von *BMW* (seit 1993), Doppel-Längslenker-Systeme von *BMW* und *Honda* (BMW K1200/1300 und K1600 sowie Honda Gold Wing) und die nach dem Lenksystem benannte Achsschenkellenkung von *YAMAHA* (1991).

Die Telegabel besteht in ihrer Grundkonstruktion aus zwei konzentrischen Rohren, dem Standrohr und dem Gleitrohr, die ineinander gleiten können und damit das Rad entlang einer Geraden führen. Im Inneren der ölbefüllten Rohre befinden sich die Federn und die Dämpfer, Abb. 8.27. Die Ölfüllung dient zur hydraulischen Dämpfung und zur Schmierung aller gleitenden Teile. Die Standrohre sind mittels der Gabelbrücken fest mit dem Rahmen verbunden, während das Rad über seine Achse mit den Gleitrohren verbunden ist und damit eine Auf- und Abbewegung entlang der Standrohre ausführen kann. Der Federweg einer Teleskopgabel

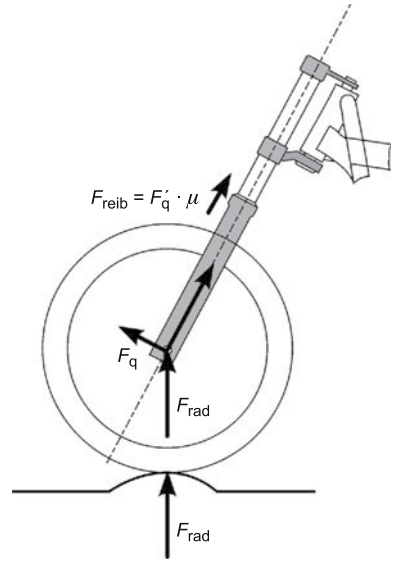


Abb. 8.28 Stoßkraftzerlegung und Erhöhung der Reibung in der Telegabel

wird prinzipiell nur von der Länge der Stand- und Gleitrohre begrenzt und kann sehr groß werden. Extreme Werte erreichen Moto-Cross Motorräder mit Federwegen bis über 300 mm. Straßenmotorräder weisen üblicherweise Federwege zwischen 120 und 180 mm auf.

Die Telegabel erfüllt in einem Bauteil gleichzeitig folgende Funktionen:

- Radführung
- Federung
- Dämpfung
- Bremsmomentabstützung

Diese Integration der Funktionen führt zu einer äußerst kompakten Bauart mit geringem Gewicht und kleinem Massenträgheitsmoment um die Lenkachse. Letzteres ist besonders wichtig, weil es einem möglichen Aufschaukeln von Schwingungen im Lenksystem entgegenwirkt (Flattern und Pendeln) und damit die Grundlage für ein sicheres Fahrverhalten schafft, siehe Kap. 10.

Die Telegabel hat aber auch eine Reihe von Nachteilen, die sich aus der Bauart und eben dieser Funktionskonzentration ergeben. So sind die Federungseigenschaften und das sensible Ansprechverhalten auf kleine Fahrbahnstöße nur dann gut, wenn die Stoßrichtung mit der Bewegungsrichtung des Rades übereinstimmt. Dies ist aber oft nicht der Fall, denn durch die gegenüber der Senkrechten geneigte Einbaulage der Gabel rufen die Radaufstandskräfte immer auch Querkräfte in der Gabel hervor. Diese Kraftanteile senkrecht zur Bewegungsachse führen zu einer Erhöhung der Reibung in der Gabelführung und zur Schwergängigkeit der Gabel, Abb. 8.28. Bei Motorrädern der oberen Hubraumklassen wurden, abhängig von der Richtung der einwirkenden Kraft, Reibungskräfte zwischen 160 und 220 N gemessen.

Den gleichen Effekt haben Längs- und Querkräfte, wie sie beim Bremsen und bei der Kurvenfahrt am Vorderrad auftreten. Während bei einer leichten Bremsung die Addition von

Radaufstandskraft und Bremskraft noch zu einer resultierenden Kraft etwa in Richtung der Bewegungsrichtung der Gabel führt und deren Ansprechverhalten begünstigt, führen hohe Bremskräfte, ebenso wie die Querkräfte zu entsprechenden Kraftkomponenten in den Gleitbuchsen der Gabel und erhöhen die Reibkraft und damit die Losbrechkraft für die Federbewegung, so dass der Fahrkomfort merklich beeinträchtigt werden kann. Werden die Quer- und Längskräfte sehr hoch, z. B. bei größeren, abrupten Fahrbahnunebenheiten oder auch beim scharfen Bremsen, dann führen die besonders im ganz ausgefahrenen Zustand sehr großen Hebelarme der Telegabelrohre zu derartigen Biegebeanspruchungen der Gabel, dass sich die Standrohre verformen und die Gabel sich in den Führungen kurzzeitig regelrecht verklemmen kann. Eine extreme Schwergängigkeit der Federbewegung ist die Folge, wodurch sich das Fahrverhalten bei Fahrbahnunebenheiten gravierend verschlechtert, weil das Rad den Unebenheiten nicht mehr exakt folgt und die Bodenhaftung abnimmt. Zu ähnlichen Problemen führen auch Scheibenbremsen mit nur einer Bremsscheibe. Die asymmetrische Anordnung und der seitlichen Abstand der Bremse von der Radmittenebene leitet beim starken Bremsen ein Drehmoment in der Größenordnung von 350 Nm in die Gabel ein und verdrillt die Gabelrohre um einige Grad gegeneinander, so dass die gesamte Gabel sich verklemmt.

Man versucht dem durch immer größere Durchmesser für die Standrohre konstruktiv zu begegnen. Zwar erhöht sich damit die Gabelsteifigkeit, – eine Vergrößerung des Standrohrdurchmessers von 39 auf 43 mm beispielsweise erhöht dessen Biegesteifigkeit um fast 40 % –, gleichzeitig nehmen aber das Gewicht, das Massenträgheitsmoment um die Lenkachse und die Reibung innerhalb der Gabel zu. Die Reibungszunahme resultiert im Wesentlichen aus der höheren Anpresskraft der größeren Gabeldichtringe. Dennoch überwiegen in der Summe die Vorteile des größeren Standrohrdurchmessers.

Bestimmt werden die Gesamteigenschaften durch die konstruktive Detailausführung der Gabel. So sollten die Gleitbuchsen möglichst weit auseinander liegen, so dass sich eine große Überdeckungslänge zwischen Gleitrohr und Standrohr ergibt. Wenn die obere Gleitbuchse im Gleitrohr befestigt ist und die untere am Ende des Standrohres, stellt sich eingefedert (z. B. beim Bremsen) ein vorteilhafter großer Buchsenabstand ein, der mit zunehmender Ausfederung abnimmt. Bei vorgegebenem Federweg wird der minimale Buchsenabstand demnach von der Länge der Stand- und Gleitrohre bestimmt und kann z. B. dadurch vergrößert werden, dass die Gleitrohre über die Radachse hinaus nach unten verlängert werden, eine Lösung die bei Moto-Cross Motorrädern häufig zu sehen ist. Für leichtes Ansprechen sollte das Material für die Gleitbuchse einen niedrigen Reibkoeffizienten auch bei ungünstigen Schmierverhältnissen aufweisen. Viele Telegabeln haben daher mit Teflon oder ähnlichen Materialien beschichtete Führungsbuchsen.

Für die Gesamtsteifigkeit der Telegabel ist nicht allein der Standrohrdurchmesser verantwortlich, sondern ebenso die Stabilität der Gabelbrücken, des Lenkrohres und, ganz wichtig, die Steifigkeit der Radachse. Oft werden zur gezielten Erhöhung der Verdrehsteifigkeit die Gleitrohre mit Stabilisatoren verbunden, die gleichzeitig als Schutzblechhalterung ausgebildet werden können, Abb. 8.29. Allerdings müssen diese Versteifungen sehr präzise bearbeitet sein und passgenau montiert werden, weil sich sonst die Gabelholme gegeneinander verspannen und die Gabel schwergängig wird. Umbauten an Vorderrad-

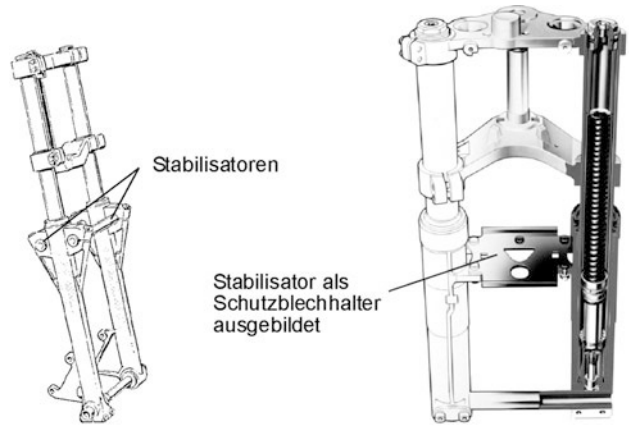


Abb. 8.29 Zusätzliche Gabelversteifung durch Stabilisatoren

schutzblechen und deren Halterungen sind daher mit Vorsicht auszuführen, die Torsionssteifigkeit der Gabel kann sich beim Weglassen dieser Halterungen in ungünstigen Fällen nahezu halbieren!

An die Fertigungsgenauigkeit von Telegabeln werden insgesamt sehr hohe Anforderungen gestellt, wodurch gute Telegabeln teuer werden. Leichtes Ansprechen und geringe Reibung werden nur bei perfekter Parallelität der Gabelholme erreicht, weshalb nicht nur die Stand- und Gleitrohre selber mitsamt der Achsaufnahme genau bearbeitet werden müssen, sondern auch die Gabelbrücken, die Präzisionsteile darstellen. Die Passungen zwischen Gleit- und Standrohr müssen eng toleriert sein, weil zu große Maßabweichungen sich negativ auf die Gleiteigenschaften und den Fahrkomfort auswirken und zu großes Spiel die Führungspräzision beeinträchtigt.

Die früher manchmal postulierte Empfindlichkeit von Telegabeln auf Unterschiede in den Feder- und Dämpfungskräften der beiden Gabelbeine (mögliche Verspannungen mit Anstieg der Reibung und damit Verschlechterung im Ansprechverhalten) muss bezweifelt werden. Denn mittlerweile gibt es Gabelausführungen mit Feder- und Dämpfereinsätzen in nur einem Gabelholm, die im Ansprechverhalten keinerlei Beanstandungen aufweisen. Die unterschiedliche Belastung der Gabelholme bei der Kurvenfahrt – der kurveninnere Holm wird stärker belastet – kann bei weniger steifen Gabeln zu Verklemmungen und verschlechtertem Ansprechen führen.

Um einen hohen Verschleißwiderstand zu erzielen, werden die Standrohre, die aus Festigkeits- wie aus Steifigkeitsgründen aus Stahl bestehen müssen, oberflächenverchromt oder nitridbeschichtet. Die Gleitrohre, die zu den ungefederten Massen zählen, werden aus Gewichtsgründen aus Aluminiumgusslegierungen gefertigt. Ein Beispiel für die konstruktive Ausführung einer Teleskopgabel zeigt Abb. 8.30.

Seit vielen Jahren werden die ursprünglich im Rennsport verwendeten upside-down-Gabeln auch bei Serien-Straßenmotorrädern eingesetzt. Bei dieser Telegabelkonstruktion wird die Gabel gewissermaßen umgedreht ins Motorrad eingebaut, Abb. 8.31. Die Standrohre aus Aluminium liegen jetzt außen und weisen aufgrund ihres größeren Durchmessers

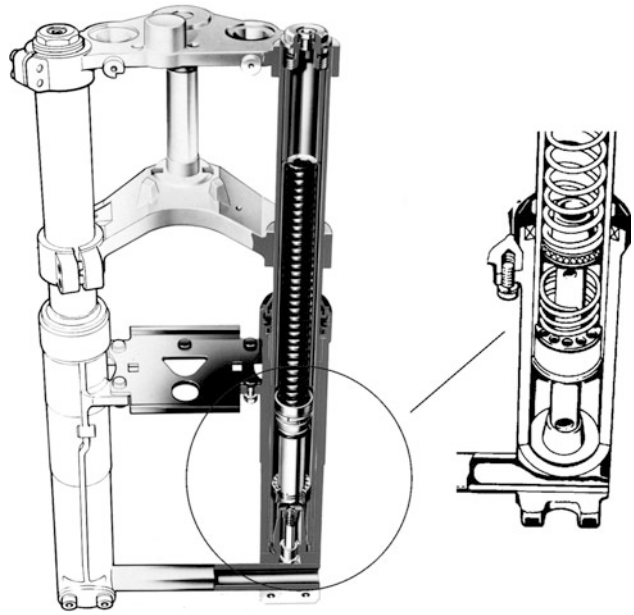


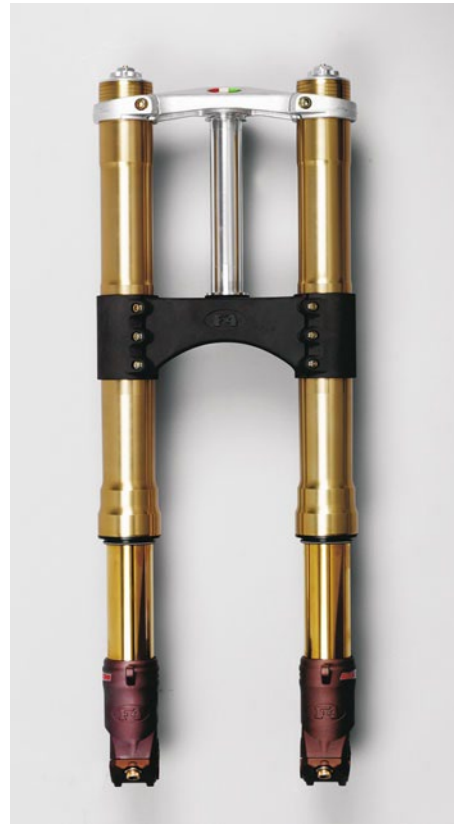
Abb. 8.30 Schnittbild einer modernen Teleskopgabel (BMW)

eine erheblich größere Biegesteifigkeit auf, als bei der konventionellen Telegabel. Die Gabel ist damit von ihrer Steifigkeit besser an den Verlauf des Biegemoments angepasst, das an der Einspannstelle der Gabelholme am größten ist.

Die aufwändigere Konstruktion schlägt sich naturgemäß in höheren Herstellkosten nieder. So benötigt die upside-down-Gabel separate Aufnahmen für die Bremssättel, die auf die Stahlgleitrohre aufgepresst werden müssen, während sie bei der herkömmlichen Gabel mit gegossenen Aluminiumgleitrohren kostengünstig als Anguss ausgeführt werden können. Für die Abdichtung muss ein größerer Aufwand getrieben werden, denn bereits eine leichte Leckage der Gabeldichtringe führt dadurch, dass sich das Öl im oberen Gabelteil befindet, eher zu größeren Ölverlusten, die zudem leichter auf den Reifen und die Bremsscheibe gelangen können als bei herkömmlichen Konstruktionen. Gewichtsmäßig hat die Gabel tendenzielle Nachteile, die ungefederten Massen können wegen der Stahlgleitrohre etwas größer als bei der konventionellen Telegabel ausfallen.

In der Ausführung der Federung und der Dämpfung der Telegabeln gibt es größere Detailunterschiede, auf die im Rahmen eines Grundlagenbuches nicht eingegangen werden kann. Die Funktionsweise von Stoßdämpfern (richtiger wäre Schwingungsdämpfer) sowie die verschiedenen Ausführungen der Federung werden im Abschn. 8.5 behandelt. Grundsätzlich gilt für die Auslegung der Federung bei Telegabeln, dass diese um die Nulllage (Normallage) des Motorrades weich sein sollte, um ein sensibles Ansprechen auf kleinste Bodenunebenheiten zu gewährleisten. Mit zunehmender Einfederung sollten die Federkräfte progressiv ansteigen, damit auch grobe Stöße abgefangen werden können, ohne dass die Federung durchschlägt.

Abb. 8.31 Upside-down-Telegabel



Eine weiche Anfangskennung erfordert insgesamt große Federwege, wenn zugleich ein großes Schluckvermögen der Federung gefordert wird. Diese sind für das Fahrverhalten nicht unproblematisch, weil beim Bremsen und Beschleunigen große Vertikalbewegungen des Fahrzeugs auftreten, die, wie wir eingangs schon gesehen haben, zu merklichen Änderungen der Fahrwerksgeometrie führen. Bei modernen, schnellen Straßenmotorrädern ist der Federweg der Telegabeln in den letzten Jahren daher reduziert worden, die Anfangsfederhärte musste dafür angehoben werden. Dies muss nicht zu Komfortverschlechterungen führen, sondern ist nur ein Zeichen für die deutlich gestiegene Güte der Telegabeln. Der Radkraft wirkt ja während der Federbewegung immer die Summe aus Feder- und Reibkraft entgegen, so dass bei sinkender Reibkraft die Federsteifigkeit erhöht werden kann. Für das erste Ansprechen der Gabel muss jeweils ihre Haftreibkraft von den Kräften aus der Vertikalbeschleunigung des Rades überwunden werden, sonst federt sie nicht. Das Vorderrad würde in diesem Fall nur über die Elastizität des Reifens abgefedert, dessen Federhärte um ein Vielfaches über der Gabelfeder liegt. Bei einer Gabel mit niedriger Eigenreibung spricht die Federung schon bei deutlich kleineren Radkräften an, so dass selbst bei härteren Gabelfedern eine Komfortverbesserung gegenüber der reinen Reifenfederung erreicht wird.

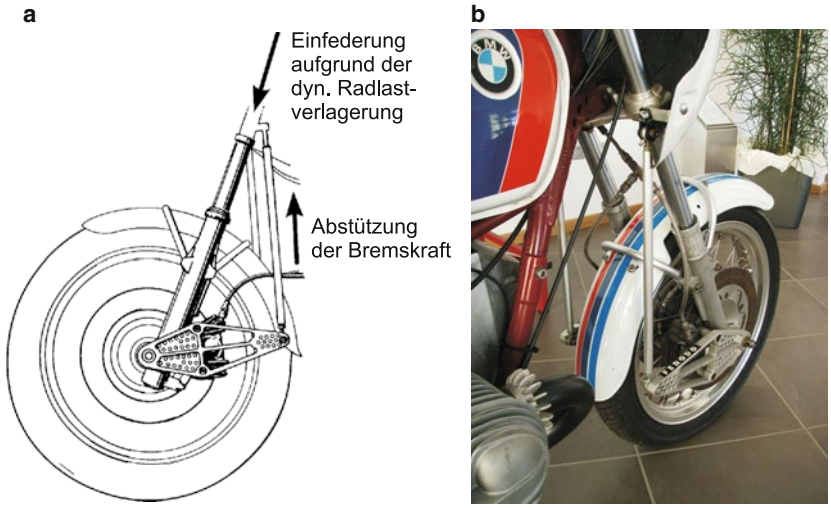


Abb. 8.32 Mechanisches Anti-Dive-System

Dem starken Eintauchen der Telegabel beim Bremsen infolge der dynamischen Radlastveränderung beim Bremsen, vgl. Abb. 8.3, wurde vielfach versucht, durch sogenannte Anti-Dive-Einrichtungen zu begegnen. Am wirkungsvollsten sind mechanische Systeme wie in Abb. 8.32 dargestellt. Hierbei ist der Bremssattel nicht fest mit dem Gabelholm verschraubt, sondern in einer Halterung drehbar auf der Radachse gelagert. Die Bremskraft versucht nun den Bremssattel mitzunehmen und zu drehen, was aber durch die Abstützung der Schubstreben an der unteren Gabelbrücke verhindert wird. Die Bremskräfte wirken damit der Einfederung durch die Radlastverlagerung beim Bremsen entgegen und heben die Einfederung im Idealfall auf. Der volle Federweg der Gabel bleibt erhalten, und es tritt auch keine Verhärtung der Federung auf. Nachteilig ist an diesem System die Erhöhung des Massenträgheitsmomentes um die Lenkachse, die notwendige spielfreie und gelenkige Lagerung der Schubstreben (Kosten) und das unschöne Aussehen, was die Einführung in die Serie bisher verhindert hat.

Zur Vermeidung des Eintauchens haben in den 1980er-Jahren hydraulische Systeme Eingang in die Serie gefunden, obwohl sie handfeste Nachteile aufweisen. Gemeinsames Merkmal der verschiedenen Bauarten ist, dass sie die Druckstufendämpfung der Gabel beim Bremsen vergrößern und damit die Einfederung der Gabel verzögern. Dies geschieht entweder direkt, indem der Bremsflüssigkeitsdruck über eine Bypassleitung Steuerkolben im Gabeldämpfer betätigt oder indirekt, indem die Dämpfung sich abhängig von der Einfederungsgeschwindigkeit automatisch verstellt. Sehr schnelles Einfedern interpretiert das System dabei als Fahrbahnstoß und reduziert kurzzeitig die Druckstufendämpfung, bei langsamerer Einfederung wird die Dämpfung erhöht und so dem Eintauchen beim Bremsen entgegengewirkt. Die Verhärtung der Gabel beim Bremsen bewirkt aber letztlich bei allen hydraulischen Systemen nichts anderes als eine zeitliche Verzögerung des Eintauchvorgangs

und verhindert das Eintauchen bei einer längeren Vollbremsung nicht. Die Federwegreduzierung wird also nicht eliminiert, die Gabel bleibt während der Bremsung unkomfortabel, und bei den Systemen, die den Bremsflüssigkeitsdruck zur Steuerung verwenden, wird darüber hinaus das Bremsgefühl nachteilig beeinträchtigt, die Bremse fühlt sich „teigig“ an. Der Nutzen für das Fahrsicherheitsgefühl und den Komfort ist daher sehr zweifelhaft und diese Systeme sind nach einiger Zeit wieder vom Markt verschwunden.

Es hat nicht an Versuchen gefehlt, die negativen Eigenschaften der Telegabel grundlegend zu verbessern. Einige Tuner haben versucht, die Reibung der Gabelführungen dadurch herabzusetzen, dass sie die Gleitbuchsen durch kugelgelagerte Geradführungen (Kugelumlaufbuchsen) ersetzt haben. Ob diese im Ansatz bestechende und äußerst wirksame Idee in der Praxis dauerhaft funktioniert, müsste durch Dauerversuche geklärt werden. Zwar haben sich derartige wälzgelagerte Führungen im Werkzeugmaschinenbau als sehr gut haltbar erwiesen (auch dort treten stoßartige Belastungen auf), aber der Straßenbetrieb mit seinen vielfältigen Belastungen stellt möglicherweise noch höhere Anforderungen.

Die Dominanz der Telegabel als Vorderradführung bei Serienmotorrädern wie auch im Motorsport bis hin zum Grand Prix Rennsport/Moto GP zeigt auch, dass im praktischen Fahrbetrieb die aus dem Konstruktionsprinzip herrührenden potenziellen Nachteile der Telegabel nicht zwingend wirksam werden müssen. Dass trotzdem alternative Vorderradführungen serienreif entwickelt wurden, hat neben dem Fortschrittsdrang auch mit der Einführung von ABS-Bremssystemen zu tun, bei denen die Telegabel aufgrund der pulsierenden Bremskraft zu Problemen führen kann (Längsschwingungen der Standrohre).

In den 1950er-Jahren hat man versucht, die Nachteile, die die Telegabel im Komfortverhalten aufweist, zu vermeiden und eine Langarmschwinge als Vorderradführung entwickelt, Abb. 8.33. Diese Konstruktion, die von *BMW* zu hoher Reife entwickelt wurde und von 1955–1969 in allen Modellen eingesetzt wurde, besteht aus zwei Tragrohren, die fest mit den Gabelbrücken und dem Lenkrohr verbunden sind und zwei darin gelagerten Schwingarmen. Es ergibt sich eine Raderhebung auf einer kreisbogenförmigen Bahn. Die Federbewegung der Schwingarme wird von zwei separaten Stoßdämpfern gegen die Tragrohre abgestützt.

Bei Vorderradschwingen unterscheidet man je nach der Anordnung der Schwingenlager in Bezug auf die Radachse und Fahrtrichtung zwischen der gezogenen und geschobenen Schwinge. Die *gezogene* Langschwinge, bei Leichtmotorrädern bis in die 70er-Jahre populär und heute noch teilweise bei Rollern, hat als Vorderradführung wegen des hohen Trägheitsmomentes um die Lenkachse und dem starken Eintauchen beim Bremsen für großvolumige Motorräder keine Bedeutung erlangt. Ihr Vorteil liegt im Einfederungsverhalten, weil die Schwinge über die Bodenunebenheiten gezogen wird und damit der Richtung der Fahrbahnstöße auf „natürliche“ Weise folgt. Für Roller mit ihren kleinen Rädern ist das vorteilhaft.

Das damals viel gelobte Komfortverhalten der Schwinggabel ergibt sich aus der Reibungsarmut der Schwingenlagerung, die bei *BMW* als Kegelrollenlagerung ausgeführt wurde. Die Leichtgängigkeit bleibt auch bei Torsions- und Biegebelastung erhalten, selbst eine geringe Verformung und Verschränkung der Schwingarme oder ungleiche Feder- und Dämpferkräfte wirken sich nicht nachteilig aus. Bezüglich ihrer Seitensteifigkeit und der Verdrehsteifigkeit um die Hochachse sind Vorderradschwingen der Telegabel überlegen, weshalb sie bei Seiten-

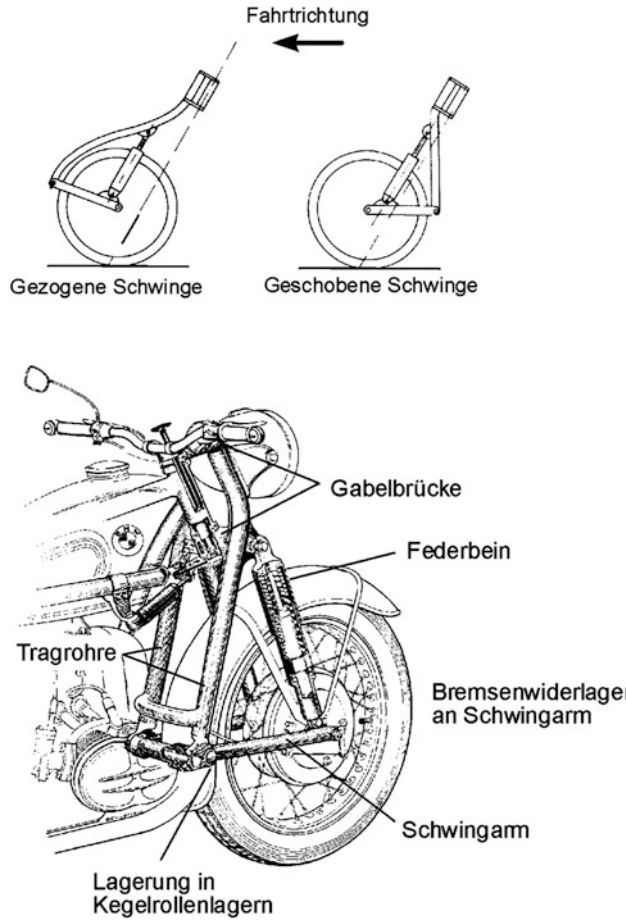


Abb. 8.33 Langarm-Schwinggabel

wagengespannen auch heute noch bevorzugt eingesetzt werden. Vorteilhaft ist bei der geschobenen Schwinge auch die Anti-Dive-Wirkung. Aufgrund der Kinematik stellt sich die Schwinge beim Bremsen sogar auf; dieses Verhalten wirkt allerdings für heutiges Fahrempfinden höchst befremdlich.

Der Federweg ist bei der Schwinggabel bedingt durch die Geometrie auf Werte von etwa 130 mm. Schwerer wiegt jedoch der Nachteil des großen Massenträgheitsmoments um die Lenkachse, das deutlich höher als bei der Telegabel ist. Die negativen Auswirkungen auf das Fahrverhalten – die Eigenschwingungsempfindlichkeit des Lenksystems – wurde bei ausgeführten Konstruktionen durch größeren Nachlauf und den Einsatz von Lenkungsdämpfern kompensiert, was aber zu Lasten der Handlichkeit ging. Insgesamt ist das Lenkgefühl der damaligen Motorräder aus heutigem Blickwinkel sehr indifferent. Dies erzwang zu Beginn der 70er-Jahre, als Motorräder zunehmend sportlich ausgelegt wurden, die Abkehr von der Schwinggabel. Die Telegabel setzte sich endgültig durch, auch wegen ihres viel eleganteren Aussehens.

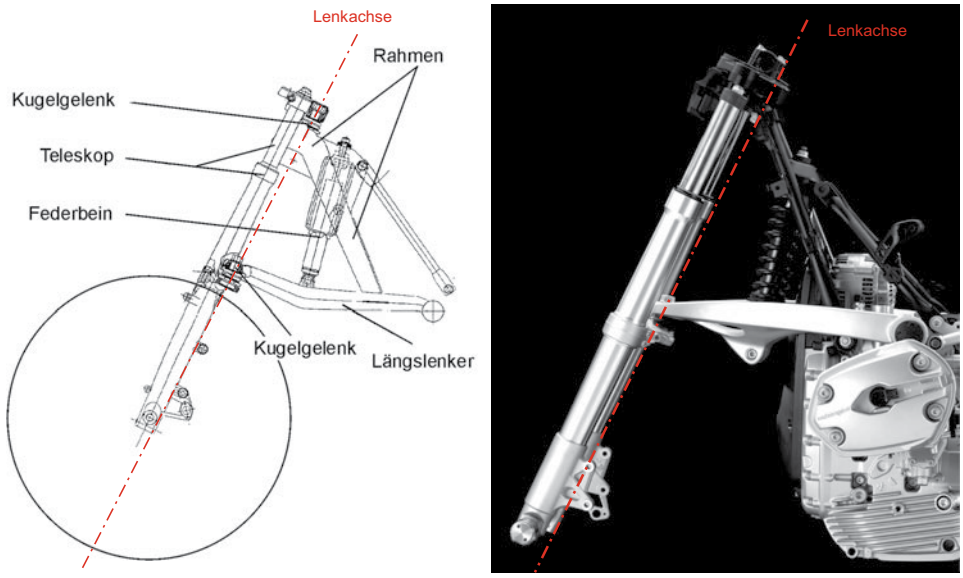


Abb. 8.34 Telelever-Vorderradführung von *BMW*

BMW hat sich mit den Eigenschaften der Vorderradaufhängungen intensiv auseinandergesetzt und durch eine Synthese aus Schwinge und Telegabel die Vorteile beider Bauprinzipien kombiniert und deren Nachteile weitestgehend ausgeschaltet. Den Aufbau dieser *Telelever* genannten Konstruktion (Markteinführung 1993) zeigt Abb. 8.34. Hauptelemente sind das telegabelähnliche Teleskop und der Längslenker, der mit dem Teleskop über ein Kugelgelenk verbunden ist und sich am Motorgehäuse in einer breiten, drehbaren Lagerung abstützt (vgl. auch Abb. 8.22). Das Teleskop, das das Rad führt, wird beim Einfedern zusammengeschoben und gleichzeitig durch die Anbindung an den Längslenker leicht geschwenkt, was durch seine Anlenkung über zwei Kugelgelenke ermöglicht wird. Die Radhubbewegung erfolgt auf einer gekrümmten Bahn; die zugrunde liegende Kinematik wird in Abschn. 8.4.4 erläutert. Federung und Dämpfung der Radbewegung übernimmt ein zentrales Federbein, das mit dem Längslenker verbunden ist und sich oben am Rahmendreieck abstützt.

Lenkachse des Systems ist die Verbindungsgerade beider Kugelgelenke, der herkömmliche starre Lenkkopf am Rahmen ist nicht mehr erforderlich, und die untere Gabelbrücke wird beweglich. Die dadurch erst möglich gewordene Verlängerung der Gabelgleitrohre nach oben ergibt einen großen Abstand der Führungsbuchsen im Teleskop auch im voll ausgefederten Zustand, wodurch einem Verkanten der Führung entgegengewirkt wird. Da zudem der Längslenker wesentliche Teile der am Rad angreifenden Kräfte aufnimmt und am Motorgehäuse abstützt, bleibt die Teleskopführung weitgehend frei von Querkräften und Biegebelastungen, so dass sie sehr reibungsarm arbeitet und ein feinfühliges Ansprechen der Federung auch bei großen Längs- und Querkräften gewährleistet ist. Dazu trägt auch bei, dass ein Verkanten der Gabel durch ungleiche Feder- und Dämpferkräfte wegen der Trennung von Radführung und Federung/Dämpfung nicht mehr möglich ist.

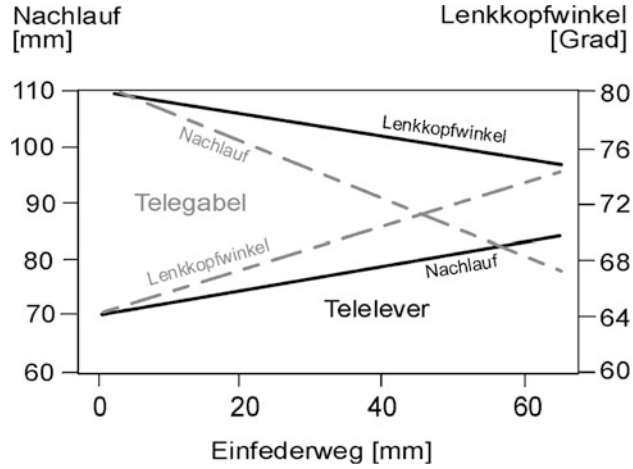


Abb. 8.35 Änderung der Fahrwerks-geometrie im Vergleich zwischen Telegabel und Telelever

Aufgrund der geringen Biegebelastung genügen Durchmesser zwischen 35 und 41 mm für das innere Teleskoprohr, was sich günstig auf das Gewicht der Gabel, die Reibkräfte in den Führungsbuchsen und an den Dichtringen sowie auf das Massenträgheitsmoment um die Lenkachse auswirkt. Letzteres ist auch deshalb besonders klein, weil die Gabelrohre keine Federn und Dämpfer mehr enthalten, Längslenker und Federbein werden ja bei der Lenkung nicht mitbewegt.

Neben der Verwindungssteifigkeit und Leichtgängigkeit weist das Teleleversystem eine Reihe weiterer Vorteile auf. So ermöglicht die Gabel eine Anti-dive-Wirkung, deren Intensität durch die Auslegung der Geometrie bestimmt wird. Damit bleiben der Federweg und der Federungskomfort beim Bremsen weitgehend erhalten bleiben. *BMW* verzichtet nach eigenen Angaben auf die geometrisch mögliche Auslegung für vollständigen Bremsnickausgleich, damit der Fahrer über eine gewisse Vorderradeinfederung die ihm vertraute Rückmeldung über die Stärke der Bremsung behält, vgl. dazu auch Abschn. 8.4.4. Ein weiterer Vorzug ist die im Vergleich zur Telegabel erheblich verringerte Änderung der Fahrwerksgeometrie, die zudem in einer die Fahrstabilität erhöhenden Richtung verläuft. Durch die von der Gabelkinematik bestimmten, gekrümmten Bahn, die das Rad bei seiner Federbewegung beschreibt, nimmt beim Einfedern der Lenkkopfwinkel (zur Fahrbahn) ab und der Nachlauf wird größer. Betrachtet man die Geometrie des Fahrwerks unter Einbeziehung der Hinterradfederung ganzheitlich, so ergibt sich beim Bremsen im Vergleich zur Telegabel eine Änderung von Lenkkopfwinkel und Nachlauf wie sie in Abb. 8.35 beispielhaft dargestellt ist.

Die Anordnung der Elemente Teleskop mit Längslenker und Federbein ergibt eine kinematische Federprogression. Die auf das Rad bezogene Federrate erhöht sich mit zunehmender Einfederung, was wünschenswert ist. Der Federweg des Telelevers ist prinzipbedingt aufgrund der Federbeinposition und der geometrischen Gegebenheiten beschränkt. Mit Werten zwischen 110 mm (BMW R 1200 S) und 210 mm (BMW R 1200 GS Adventure) sind jedoch alle Anforderungen vom Sportmotorrad bis zur Groß-Enduro erfüllbar. Die Betätigung der Lenkung erfolgt beim Telelever direkt ohne weitere Hebelumlenkung

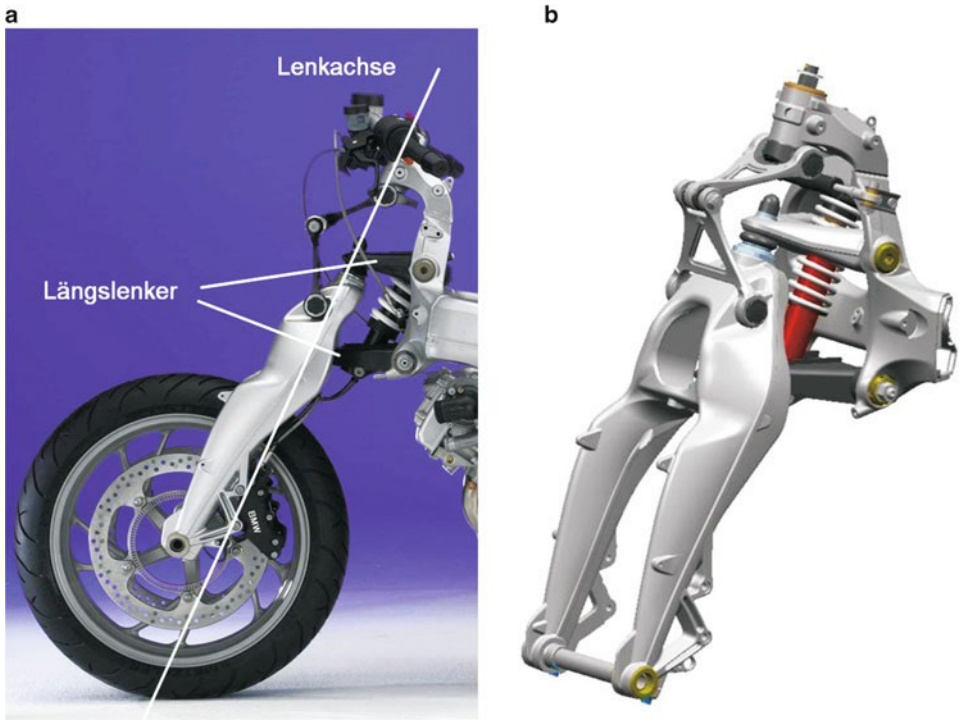


Abb. 8.36 *BMW* Duolever in der K 1200 S (BMW/Arnold Debus)

über den an der oberen Gabelbrücke befestigten Lenker. Die systemimmanenten Vorteile der Steuerkopflenkung bleiben beim Teleleversystem, im Gegensatz zur Achsschenkellenkung, voll erhalten.

Im Juli 2004 stellte *BMW* in der damals neuen K 1200 S erstmalig eine weitere, völlig neue und revolutionäre Vorderradführung der Öffentlichkeit vor, den BMW Duolever. Das Grundprinzip basiert auf Überlegungen des Engländers Norman Hossack, der seine Idee in den frühen 80er-Jahren vorstellte und einige Prototypen baute, sein System aber nicht zur Serienreife führen konnte. Ein Radträger aus leichtem Aluminiumguss wird bei diesem System von zwei parallelen Längslenkern geführt. Ein am unteren Längslenker angelenktes Federbein übernimmt die Federung und Dämpfung. Der Radträger ist über zwei Kugelgelenke für die Lenkbewegung drehbar in den Längslenkern gelagert. Lenkachse ist die Verbindungsgerade beider Kugelgelenke. Die Übertragung der Lenkbewegung übernimmt ein scherenartiges Gestänge; der Lenker ist dabei in herkömmlicher Weise im Rahmen drehbar gelagert, Abb. 8.36.

Durch die Abstützung mittels zweier Längslenker und die vergleichsweise geringe Höhe zum Radaufstandspunkt ergeben sich ein niedriges Biegemoment am Rahmen und eine günstigere Einleitung der über den Radaufstandspunkt auf den Rahmen einwirkenden Kräfte. Durch die Gusskonstruktion des Radträgers kann dieser in seiner Form und Kontur sehr exakt

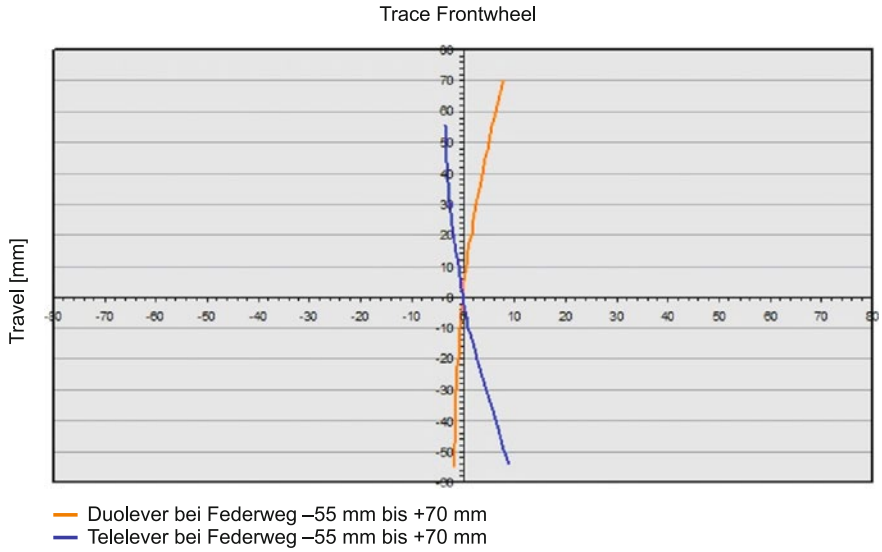


Abb. 8.37 Raderhebungskurven für den Telelever und den Duolever

der Belastung angepasst werden. Zusammen mit einer gezielten Wanddickenwahl wird damit dieses Bauteil und die gesamte Vorderradführung sehr leicht und extrem steif im Vergleich zu anderen Systemen wie z. B. der Telegabel. Das Gesamtsystem wiegt 13,7 kg, die Gewichtsreduktion gegenüber einer vergleichbaren Teleleverkonstruktion beträgt 11 %.

Die Raderhebungskurve, Abb. 8.37, folgt aufgrund der kinematischen Auslegung des Gesamtsystems und der Verwendung von zwei Lenkern einer fast geraden Bahnkurve, die so verläuft, dass sich Nachlauf und Radstand über den Federweg nur sehr geringfügig ändern. Die Grafik zeigt, dass der Duolever in dieser Hinsicht sogar dem bereits sehr vorteilhaften Telelever überlegen ist. Da die Längslenker eine reine Drehbewegung ausführen, bleibt die Einfederung auch unter hoher Querkraft oder Stoßbelastung immer leichtgängig.

Der Federweg ist bauartbedingt begrenzt, mit 115 mm in der Ausführung der K1200S für ein sportliches Straßenmotorrad aber völlig ausreichend. Der Lenkeinschlag erreicht die üblichen Werte und ist nicht eingeschränkt. Die Kinematik reduziert das Bremsnicken gegenüber einer Telegabel erheblich, bietet aber durch ein gewisses Eintauchen die von Sportfahrern gewünschte Rückmeldung über die Bremsung. In jüngster Zeit verwendet auch *HONDA* in seinem von Grund auf überarbeiteten Modell *Gold Wing* eine sehr ähnliche Doppel-Längslenker-Aufhängung für das Vorderrad.

Als weiteres Alternativsystem zur Telegabel ist nur noch die Achsschenkellenkung in die Serie eingeführt worden. Das einzige Motorrad, das in neuerer Zeit damit ausgerüstet wurde, ist die *YAMAHA* GTS 1000, Abb. 8.38. Auf breiterer Front durchsetzen konnte sich dieses System bisher aber nicht. In Prototypen, Rennsportmotorrädern und Einzelanfertigungen wird die Achsschenkellenkung, deren Prinzip aus dem Automobilbau übernommen wurde, schon seit einer Reihe von Jahren immer wieder vorgestellt.

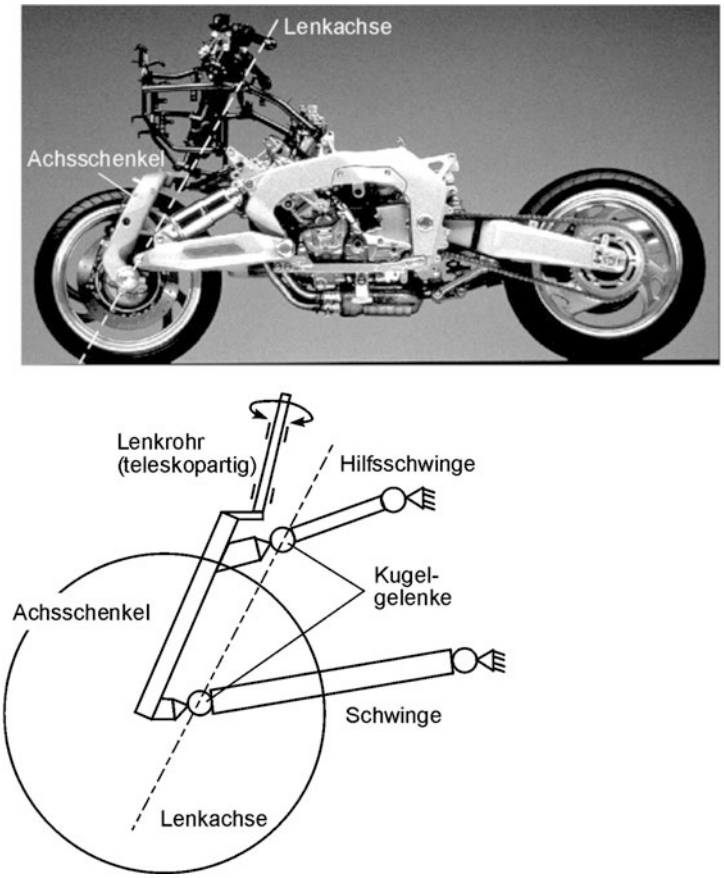


Abb. 8.38 Achsschenkellenkung von *YAMAHA*

Bei der *YAMAHA*-Achsschenkel-Radführung (oft auch als Achsschenkellenkung bezeichnet) übernimmt ein Gelenk-Viereck, bestehend aus zwei parallelen Schwingarmen und einem Radträger, die Radführung. Das Rad ist mit seiner Achse in dem Radträger, dem sogenannten Achsschenkel, einseitig gelagert, und dieser Achsschenkel wiederum ist mittels zweier Kugelgelenke mit beiden Schwingarmen verbunden. Die Radhubbewegung erfolgt damit auf einer gekrümmten Bahn, die Federung und Dämpfung der Bewegung übernimmt ein einzelnes, schräggestelltes Federbein, das sich zwischen den beiden Schwingarmen am Rahmen abstützt. Durch die Kugelgelenke, deren Verbindungsgerade die Lenkachse bildet, wird die Lenkbewegung des Rades ermöglicht. Die Lenkbewegung selber wird vom Lenker über ein Lenkrohr direkt auf den Achsschenkel übertragen. Die teleskopartige Ausbildung des Lenkrohrs entkoppelt dabei die Lenkbetätigung von der Hubbewegung des Achsschenkels. Das Massenträgheitsmoment um die Lenkachse ist sehr gering, weil neben dem Rad nur der Achsschenkel bei der Lenkbewegung geschwenkt wird und dessen Masse sich nahe der Lenkachse konzentriert. Die Radkräfte werden bei dieser Vorderradführung von beiden Schwingarmen aufgenommen und sehr günstig auf geradem Wege direkt in den Rahmen

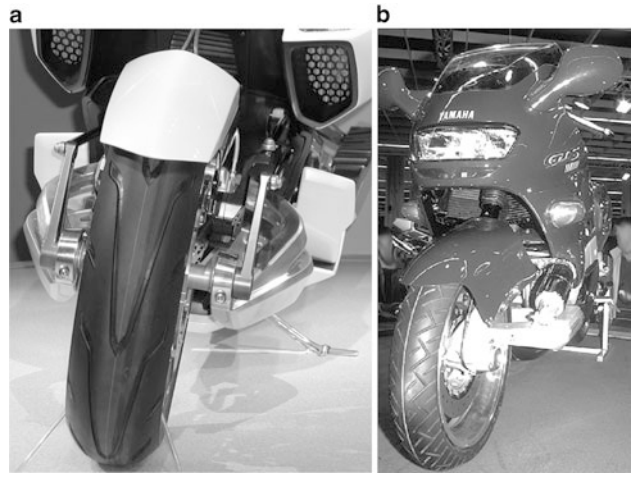


Abb. 8.39 Frontansichten verschiedener alternativer Vorderradführungen links: Studie von *SUZUKI* (Tokyo, 2003) rechts: Yamaha GTS 1000

eingeleitet. Es treten in der Radaufhängung wegen der kurzen Hebelarme (nur etwa halber bzw. voller Raddurchmesser) nur geringe Biege- und Torsionsbeanspruchungen auf, weshalb diese Radaufhängung als sehr steif anzusehen ist. Die Leichtgängigkeit der Radhubbewegung ist auch unter höchster Belastung gewahrt, da kein Verklemmen der Radführung auftreten kann, so dass die Federung immer sehr feinfühlig anspricht. Voraussetzung dafür sind allerdings reibungsarme, ausreichend dimensionierte Kugelgelenke und eine geringe Reibung im Teleskop des Lenkrohres.

Bei allen Vorteilen bezüglich der Aufnahme und Weiterleitung der Radkräfte und bezüglich des Fahrkomforts, gibt es aber auch mehrere deutliche Nachteile bei der Achsschenkellenkung. So wird der Einschlagwinkel der Räder (Rangieren des Motorrades) begrenzt vom unteren Schwingenholm, der damit sehr weit nach außen geführt werden muss, ohne aber die Einschlagwinkel anderer Vorderradaufhängungen zu erreichen. Dies ist auch belastungsmäßig ungünstig, weil damit die Schwinge ein zusätzliches Biegemoment verkraften muss, was durch eine entsprechende Dimensionierung sichergestellt werden muss. Weiterhin erfordert die unsymmetrische, einseitige Radaufhängung aus Steifigkeitsgründen eine großzügige Dimensionierung aller Radaufhängungsbauteile. Zudem erlaubt sie nur die Verwendung einer Bremsscheibe, die mit ihrer Anordnung in der Radmittenebene nur unzureichend mit Kühlluft beaufschlagt wird. Und schließlich erfordert die Achsschenkellenkung eine aufwändige Lenkbetätigung mit teleskopartigem Lenkrohr und einem Hilfsrahmen zur Lenkrohrlagerung, was das ohnehin nicht übermäßig günstige Gewicht der gesamten Konstruktion erhöht. Für ein präzises Lenkgefühl muss darüber hinaus das Lenkteleskop spielfrei sein, was dessen Fertigung verteuert. Das wenig filigrane Aussehen der Achsschenkellenkung ist Geschmackssache, aber die ausladende Konstruktion des Schwingarms hat negative Auswirkung auf die Aerodynamik und den Luftwiderstand bleiben, wie die Frontansicht in Abb. 8.39 zeigt. Auch eine Studie von Suzuki mit einer alternativen Vorderradführung, Abb. 8.39, wirkt nicht schlank.

Welche Änderungen der Fahrwerksgeometrie beim Ein- und Ausfedern der Achsschenkellenkung auftreten, kann nicht beurteilt werden, weil die genauen Geometriedaten der

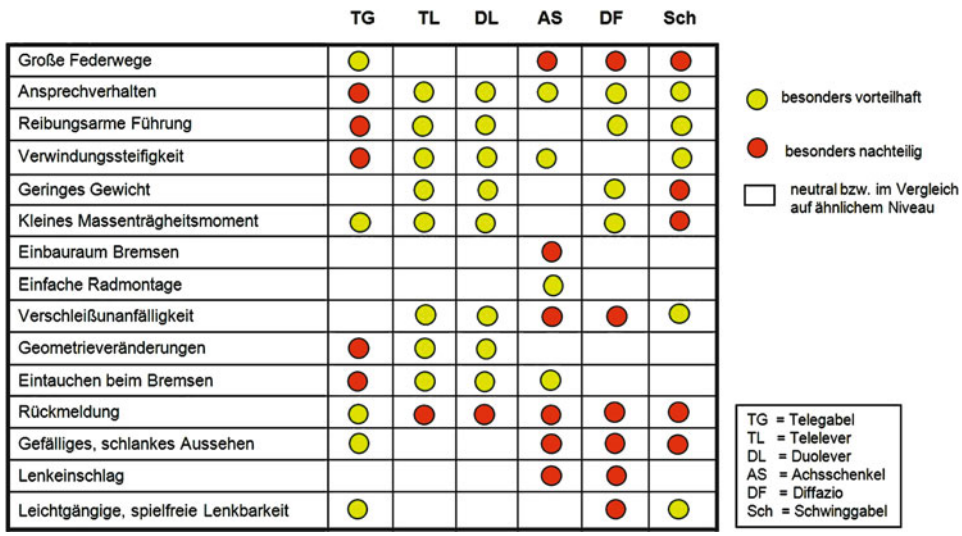


Abb. 8.40 Bewertungsschema für Vorderradführungen

Achsschenkellenkung nicht vorliegen. Grundsätzlich lässt sich aber bei einer derartigen Konstruktion durch entsprechende Wahl der Lenkerlängen, Gelenkpunkte und Anstellwinkel die gewünschte Raderhebungskurve und Fahrwerksgeometrie bei der Federbewegung vorwählen. Ebenso ist ein Bremsnickausgleich (mechanisches Anti-dive) möglich. Der Federweg der Achsschenkellenkung ist, ähnlich wie bei der Vorderradschwinge und dem Telelever, durch den knappen Bauraum für das Federbein zwischen oberer und unterer Schwinge begrenzt. Aufgrund des sensiblen Ansprechverhaltens gilt aber für die Achsschenkellenkung das Gleiche wie für den Telelever: Die Anfangsfederhärte kann höher sein als bei der Telegabel, und es genügt letztlich ein kürzerer Federweg für gleichen, bzw. höheren Fahrkomfort.

Bisher konnte sich die Achsschenkellenkung auf breiterer Front nicht durchsetzen. Bezüglich der Herstellkosten dürfte diese Vorderradaufhängung vergleichbar mit einer aufwändigen Telegabelkonstruktion sein, während das Gewicht eher höher liegt. In der Funktionsgüte fällt im Vergleich (Tests in Motorrad-Fachzeitschriften) derzeit die subjektive Beurteilung bezüglich Fahrdynamik, Lenkpräzision, Eigenlenkverhalten und Kurvenwilligkeit zugunsten der Telegabel und des Telelevers aus. Weitere Alternativen von Vorderradführungssystemen konnten sich auf dem Markt noch nicht durchsetzen. Technisch interessant ist noch das *Diffazio*-System mit einer Schwingenführung des Vorderrads und einer Radnabenlenkung. Diese Radaufhängung, die *BIMOTA* in Einzelanfertigung exklusiver Motorräder anbietet, wird wegen der ausgefallenen Art der Lenkung im Abschn. 8.5 behandelt.

Abschließend sollen alle in diesem Kapitel behandelten Vorderrad-Führungssysteme noch einmal bezüglich der eingangs formulierten Anforderungen verglichen werden. Im Abb. 8.40 sind die Anforderungen und eine entsprechende Bewertung für jedes System zusammengefasst. Alle Kriterien sind gleich bewertet, es erfolgt keine Gewichtung.

Rein nach technischen Kriterien sind demnach der Telelever und der Duolever die besten Systeme. Dennoch ist die Telegabel trotz ihrer Nachteile das dominierende System, mehr als 90 % aller neu zugelassenen Motorräder (Hubraum über 500 cm^3) sind damit ausgerüstet. Der Grund liegt im geringeren Platzbedarf für die Telegabel, denn die notwendigen Lenker beim Tele- und Duolever sind nicht immer ganz einfach unterzubringen. Ein weiterer Grund ist die Patentsituation und ganz sicher spielen die Tradition und das gewohnte und schlanke Aussehen eine große Rolle. In Kap. 9 wird zudem gezeigt, dass hochwertige Telegabelkonstruktionen auch gute Steifigkeitswerte erreichen können.

8.4.2 Hinterradführung

Für das Hinterrad wird heute bei allen Herstellern als Radführungsprinzip ausnahmslos die gezogene Langarmschwinge verwendet. Sie vereint die Vorteile einer steifen Radführung mit guten Federungseigenschaften und einfacher Bauweise. Es gibt allerdings in den Bauausführungen eine nahezu unübersehbare konstruktive Vielfalt, die man zunächst grob in zwei Kategorien einteilen kann: Schwingen ohne übersetzte Federung und Schwingen mit Hebelübersetzung. Beide werden als Einarm- und Zweiarmschwingen gebaut. Abb. 8.41 zeigt typische Beispiele für verschiedene Schwingenkonstruktionen.

Gemeinsames Ziel aller Konstruktionen ist wie beim Vorderrad eine verwindungssteife Radführung und hoher Fahrkomfort durch optimale Einleitung der Kräfte in die Federelemente. Eine Grundvoraussetzung dafür ist zunächst ein möglichst großer Radfederweg, der allerdings nicht mit einer übermäßig großen Sitzhöhe erkauft werden sollte. Dies kann bei der nichtübersetzten Schwinge durch die Anordnung und einer Schrägstellung des Federbeins erreicht werden. Anhand von Abb. 8.42 werden die Zusammenhänge deutlich. Bei der klassischen Anordnung mit nahezu senkrechtem Federbein nahe der Radachse bestimmt die Federbeinlänge unmittelbar die Sitzhöhe. Der Radfederweg entspricht ziemlich genau dem konstruktiv möglichen Einfederweg des Federbeins. Der durch den Radfreigang bestimmte, theoretisch mögliche Einfederweg kann nicht ausgenutzt werden.

Ordnet man das Federbein näher an der Schwingenachse an, wird bei gleichem Einfederweg für das Federbein, d. h. bei gleichbleibender Federbeinlänge und Sitzhöhe, Radfederweg gewonnen (Strahlensatz). Eine Schrägstellung des Federbeins vergrößert den Einbauraum (Länge) für das Federbein, so dass wahlweise das Federbein und damit der Federweg verlängert oder die Sitzhöhe abgesenkt werden könnte. Doch selbst bei konstanter Federbeinlänge vergrößert sich der Radfederweg noch gegenüber dem geraden Federbein bzw. es könnte bei gleichem Radfederweg durch ein kürzeres Federbein die Sitzhöhe verkleinert werden. Beide Konstruktionen, die Schrägstellung wie das nach innen versetzte Federbein, erhöhen aufgrund der Hebelgesetze die Abstützkräfte, die die Federbeine in den Rahmen einleiten.

Eine extrem schräge Federbeinstellung erlaubt die so genannte *Cantilever-Federung*, bei der ein einzelnes, zentrales Federbein unterhalb des Hauptrahmens des Motorrades angeordnet ist, Abb. 8.43. Durch die Geometrie ergibt sich eine Progression. Die Schwinge ist als Dreieckskonstruktion ausgeführt und damit sehr steif. Die Einbaulage ermöglicht

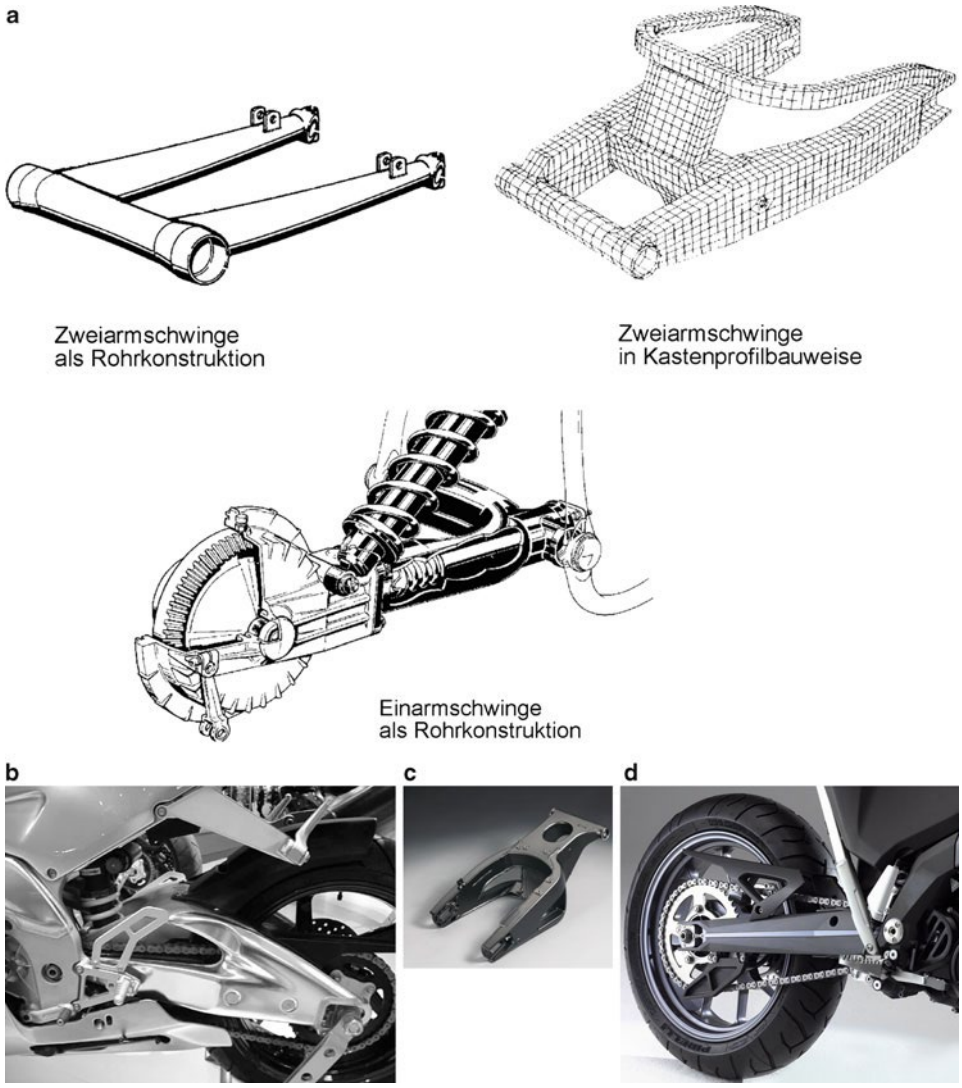


Abb. 8.41 Bauprinzipien und ausgeführte Konstruktionen von Hinterradschwingen

nahezu eine beliebige Länge für das Federbein und damit extreme Federwege, weshalb sie zuerst im Moto-Cross Sport (*YAMAHA* 1973) eingesetzt wurde.

Nachteilig ist das relativ hohe Gewicht der Schwinge, das die ungefederten Massen erhöht sowie die schlechte Kühlung des Federbeins unter dem Tank. Wie wir später noch sehen werden, sind zu große Federwege wegen ihres negativen Einflusses auf die Fahrwerksgeometrie bei Straßenmotorrädern auch nicht immer erwünscht.

Neben der Zweiarmschwinge gibt es auch Einarmschwingen mit einem Federbein. Ausgehend von Enduro-Motorrädern, bei denen sich die Forderung nach einem unkomplizier-

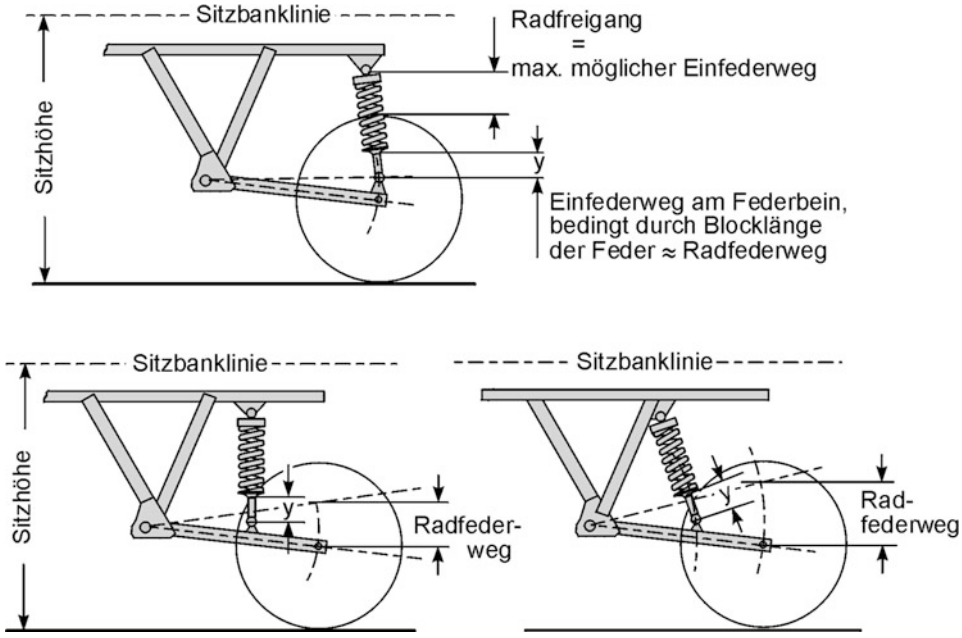


Abb. 8.42 Zusammenhang zwischen Radfederweg, Federweg am Federbein und Sitzhöhe

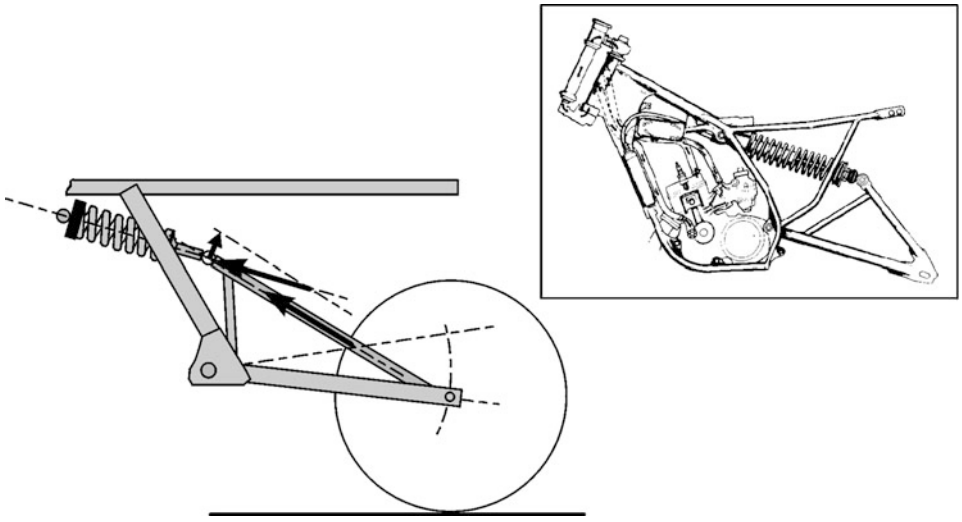


Abb. 8.43 Cantilever-Hinterradfederung

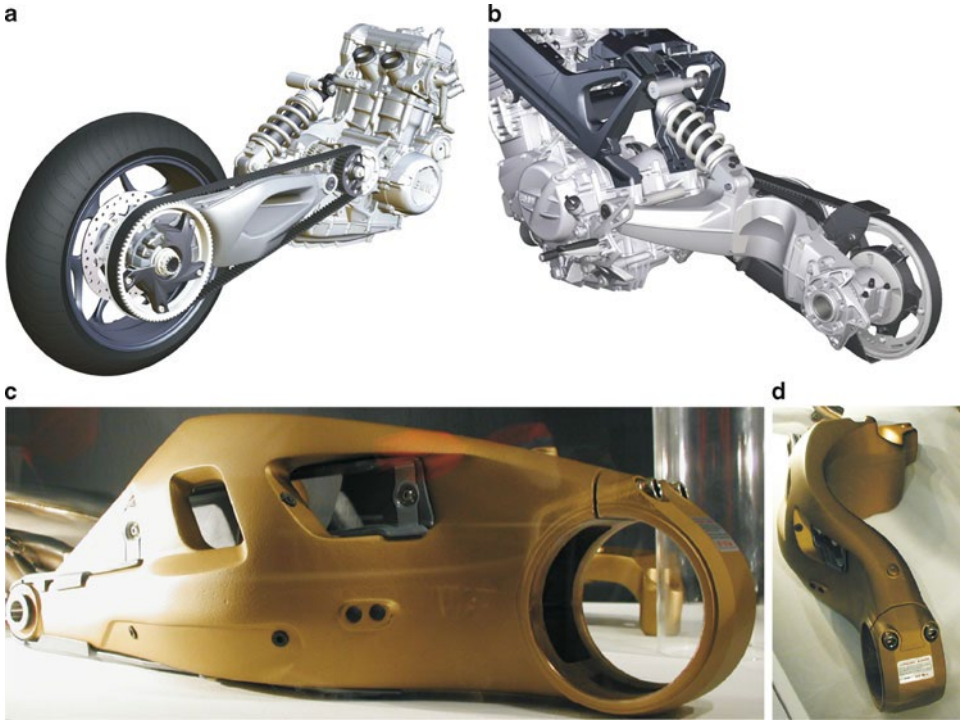


Abb. 8.44 Einarmschwingen BMW F 800 (*a,b*) und MV Agusta F 4 (*c,d*)

ten, schnellen Radausbau ergibt, hat sich diese Schwingenbauart auch bei Straßenmotorrädern etabliert. Abb. 8.44 zeigt verschiedene Ausführungen dieser Konstruktion.

Die Vorteile neben dem Radausbau liegen vor allem darin, dass wegen des einzelnen Federbeins keine toleranzbedingt unterschiedlichen Feder- und Dämpferkräfte mehr auftreten können. Bei unzureichend steifen Zweiarmschwingen könnten mit zwei Federbeinen ein Verwinden der Schwingarme und als Folge eine unerwünschte Schrägstellung des Hinterrades (Radsturz) auftreten. Bei beanspruchungsgerechter Konstruktion sind daher Einarmschwingen hinsichtlich der Präzision der Radführung und der Steifigkeit (großer Durchmesser des Schwingarms) den Zweiarmschwingen ebenbürtig. Gewichtsmäßig allerdings können mit Einarmschwingen wegen der notwendigen größeren Dimensionierung (exzentrischer Kraftangriff) keine wesentlichen Vorteile erzielt werden. Ein weiterer Nachteil kann die einseitige Rahmenbeanspruchung sein, wenn die Federbeinkräfte unsymmetrisch in den Rahmen eingeleitet werden.

Schwingenkonstruktionen mit Hebelübersetzungen für die Federung und Dämpfung haben ebenfalls über die Enduro- und Moto-Cross-Motorräder ihren Weg in den Straßenmotorradbau gefunden. Die über Hebelsysteme von der Rad- bzw. Schwingenbewegung entkoppelte Ein- und Ausfederungsbewegung ermöglicht die Erzeugung einer kinematischen Progression und erlaubt damit eine radweg- bzw. belastungsabhängige Veränderung

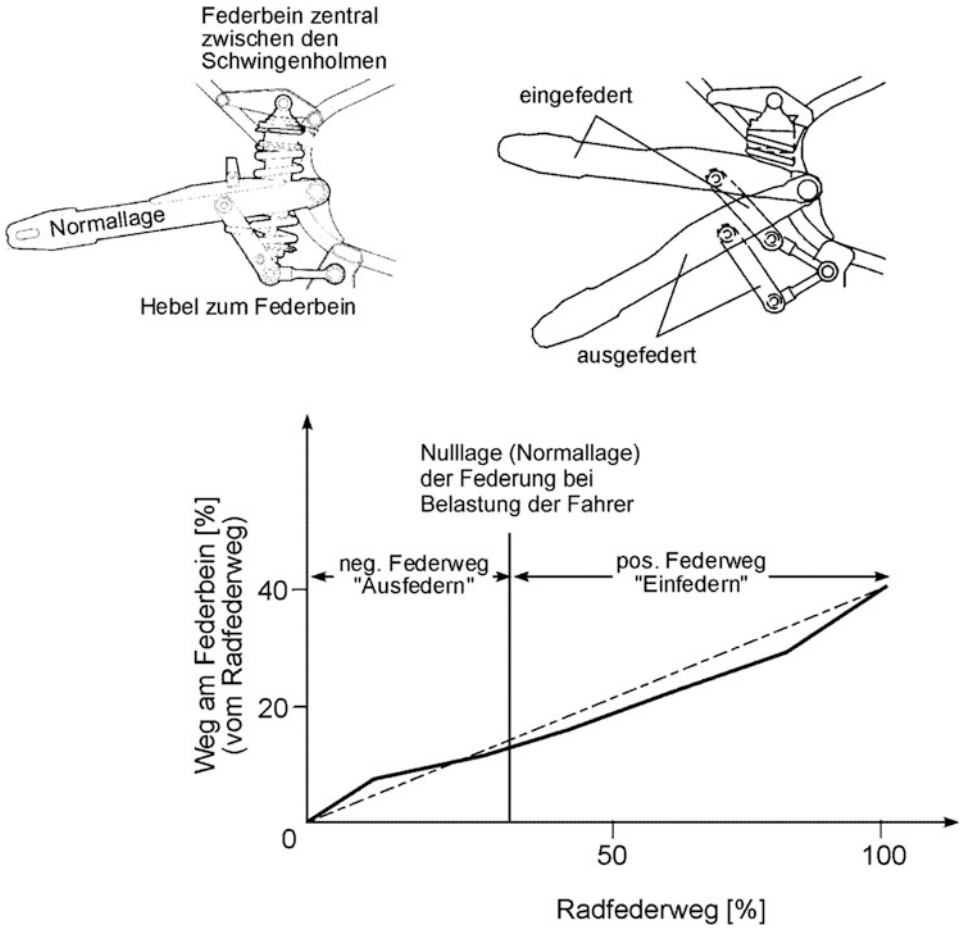


Abb. 8.45 Hinterradschwinge mit Hebelübersetzung (*YAMAHA* Monocross)

der Feder- und Dämpferkennungen. Beispielhaft ist die Funktion einer hebelübersetzten Schwinge in Abb. 8.45 dargestellt.

Das Federbein wird indirekt über zwei Hebel betätigt, die an der Schwinge und am Rahmen angelenkt sind. Mit ansteigender Radeinfederung wird das Gelenksystem gestreckt und damit der Weg am Federbein zunehmend größer. Bei linearer Federkennung ergibt dies die gewünschte progressive Zunahme sowohl der wirksamen Federkraft als auch der Dämpfung. Das Diagramm im Bild zeigt qualitativ den Zusammenhang zwischen Radfederweg und dem Weg am unteren Anlenkpunkt des Federbeins. Der flache Verlauf der Federwegkurve um die Nulllage gewährleistet ein sensibles Ansprechen der Federung; durch den Anstieg bei hoher Radeinfederung verhärtet sich die Federung bei groben Fahrbahnstößen, so dass ein Durchschlagen verhindert wird.

Abb. 8.46 zeigt weitere Lösungen für übersetzte Federungen bei Hinterradschwingen. Bei prinzipiell gleicher Funktion unterscheiden sich die Konstruktionen lediglich durch

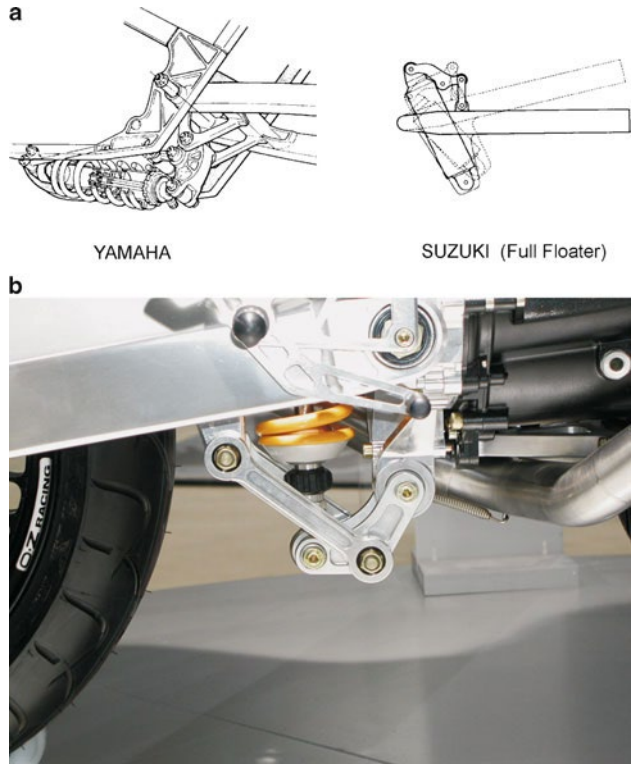


Abb. 8.46 Weitere konstruktive Lösungen für übersetzte Federungen bei Hinterradschwingen

die Anordnung und Längen der Hebel und die Lage des Federbeins. Neben der Anpassung an die individuellen Bauverhältnisse beim jeweiligen Motorrad und der Erzielung unterschiedlicher Progression hat die Konstruktionsvielfalt oft auch den Grund, patentrechtliche Absicherungen der Wettbewerber zu umgehen. Grundsätzliche Neuerungen bieten die dargestellten Lösungen oft nicht, so dass auf Einzelheiten nicht näher eingegangen zu werden braucht.

Nicht unerwähnt bleiben darf, dass bei allen federungstechnischen Vorzügen die übersetzte Federung den Nachteil hat, dass die Hebel bzw. die Hebellagerungen großen Kräften (entsprechend den Übersetzungsverhältnissen) ausgesetzt sind. Sie müssen deshalb sehr kräftig dimensioniert sein, wenn Verschleiß und vorzeitiger Ausfall vermieden werden sollen. Für die Hebellager werden Gummi-Metalllagerungen (Silentbuchsen), Bronzebuchsen oder Nadellager vorgesehen. Der Aufwand für die Hebelübersetzung erhöht das Gewicht der gesamten Schwingenkonstruktion und die Herstellkosten. Eine Teilkompensation ergibt sich aber zumindest gegenüber der konventionellen Zweiarmschwinge durch den Entfall eines Federbeins.

Entscheidend für die Güte der Hinterradschwinge ist die Lagerung im Rahmen. Sie muss kräftig dimensioniert und steif ausgeführt sein. Die beste und steifste Konstruktion der

Schwinge bleibt nutzlos, wenn Spiel in der Lagerung auftreten kann und dadurch die Spurhaltung des Hinterrades verschlechtert wird. Eine auf Dauer verschleiß- und spielfreie Lagerung kann nur mit hochwertigen Wälzlagern erreicht werden.

Es wurde schon darauf hingewiesen, dass der Federweg am Hinterrad zwar grundsätzlich groß bemessen sein soll, für reine Straßenmotorräder allerdings nicht länger als es für den gewünschten Komfort nötig ist, ausfallen sollte. Denn die resultierenden Geometrieveränderungen (Radstand, Nachlauf, Lenkkopfwinkel) werden sonst zu groß und wirken sich nachteilig auf die Fahrstabilität aus, vgl. auch Abschn. 8.1. Ein weiterer wichtiger Grund sind die Rückwirkungen der Schwingenbewegung auf den Antriebsstrang, die anhand der Abb. 8.47 und 8.48 zunächst für kettengetriebene Motorräder erläutert werden sollen. Zur Vereinfachung nehmen wir momentan an, das Kettenritzel befinde sich genau im Schwingendrehpunkt; diese in der Praxis bei Serienmotorräder nur in Einzelfällen zutreffende Voraussetzung werden wir anschließend fallenlassen.

Wenn das ausgefederte Rad bis zur Horizontalen einfedert (Abb. 8.47, linke obere Abbildung), vergrößert sich der horizontale Abstand zwischen Radmittelpunkt und Schwingenlager (die einfedernde Schwinge schiebt das Rad von sich weg). Er wird am größten bei genau waagerechter Lage der Schwinge. Bei der weiteren Einfederung über die Horizontale hinaus (Abbildung oben rechts), nähert sich das Rad dann wieder dem Schwingendrehpunkt. Diese Abstandsänderungen sind zwangsläufig mit einer Raddrehung verknüpft, denn das Rad rollt ja auf der Fahrbahn ab, wenn sich die Lage des Radmittelpunktes verschiebt.

Die Einfederung bis zur Horizontalen bedingt eine Rückwärtsdrehung, bei der weiteren Einfederung dreht das Rad dann wieder vorwärts. Diese Vorwärts- und Rückwärtsdrehung des Rades lässt sich übrigens beobachten, wenn man das Motorrad im Stand kräftig durchfedert. Die gleiche Drehbewegung macht natürlich auch das Kettenrad am Hinterrad mit, wegen des geringeren Durchmessers ist die abgerollte Wegstrecke am Kettenradumfang aber kleiner als am Reifenumfang. Die Kette wird dann am Kettenrad aufgewickelt und an der gegenüberliegenden Seite um die gleiche Weglänge wieder abgewickelt (untere Bildreihe), woraus ein Vor- und Rückdrehen des Kettenritzels am Getriebeausgang folgt. Diese Zwangsbewegung von Kette und Kettenritzel überlagert natürlich den Antriebszug der Kette, was einmal die Kette selbst zusätzlich beansprucht (Verschleiß), sie zu Schwingungen anregt, und darüber hinaus den gesamten Antriebsstrang verspannt. Um das abzumildern, sind elastische Zwischenglieder, meist in Form von Gummipuffern zwischen Kettenrad und Hinterrad, in den Antriebsstrang geschaltet.

Es leuchtet unmittelbar ein, dass die Drehbewegungen des Hinterrades beim Durchfedern mit ansteigendem Federweg größer werden und sich daraus eine Begrenzung des Federwegs ableitet. Bei Wettbewerbsmotorrädern mit sehr großen Federwegen (Moto-Cross) wird die höhere Ketten- und Antriebsstrangbelastung durch entsprechende Bauteilauslegung berücksichtigt bzw. in Kauf genommen, der höhere Verschleiß spielt eine untergeordnete Rolle. Neben dem Federweg hat natürlich auch die Schwingenlänge einen Einfluss auf die Drehbewegung des Hinterrades. Je kürzer die Schwinge, d. h. je gekrümmter die Kreisbahn der

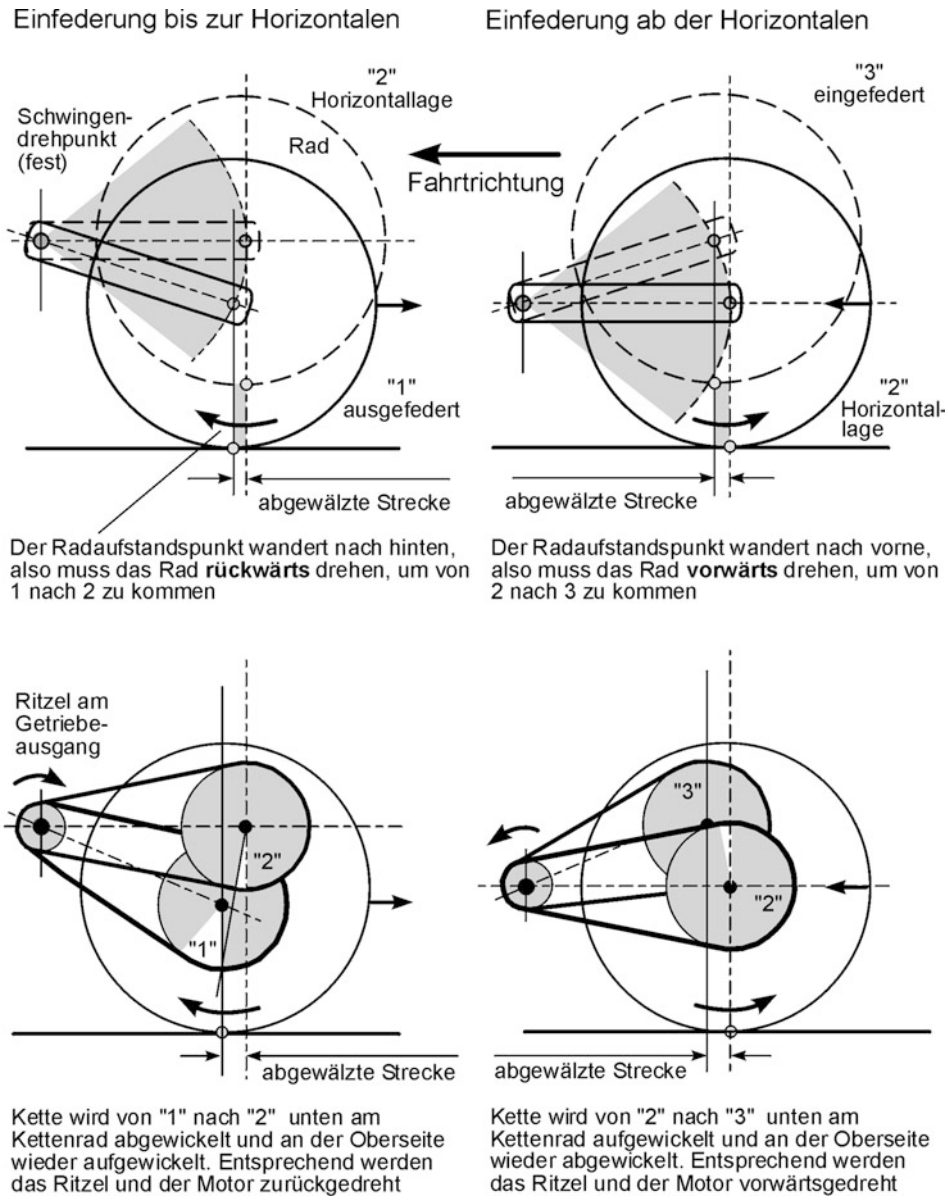


Abb. 8.47 Rückwirkung der Federbewegung der Schwinge auf den Antriebsstrang

Radführung ist, desto größer werden die horizontalen Abstandsänderungen beim Ein- und Ausfedern. Daher ist grundsätzlich eine möglichst große Länge der Hinterradschwinge anzustreben.

Überlagert wird die Zwangsdrehbewegung des Hinterrades bzw. Kettenrades von der sogenannten Planetenbewegung, die in Abb. 8.48 erläutert ist. Es sei die Hinterradein-

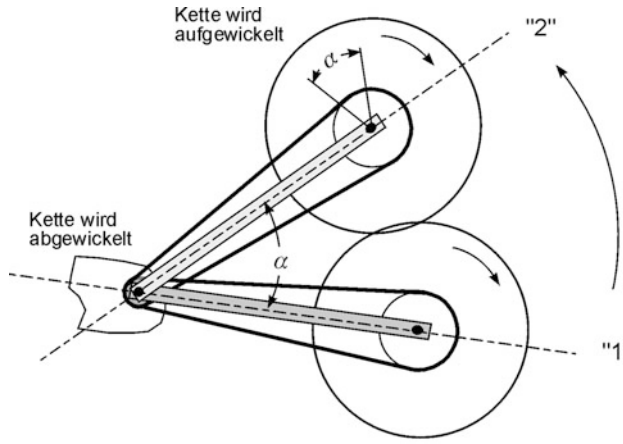


Abb. 8.48 Planetenbewegung des Kettenrades um das Kettenritzel

federung von „1“ nach „2“ betrachtet, bei der das Hinterrad zusammen mit dem Kettenrad um die Achse des Kettenritzels (= Schwingenachse) schwenkt. Die Kette sei straff gespannt. Die Schwenkbewegung kann nur erfolgen, wenn das hintere Kettenrad (und damit auch das Rad) sich *rückwärts* dreht (die Vorstellung wird erleichtert, wenn man den Extremfall einer 180°-Drehung der Schwinge um das Ritzel gedanklich ausführt). Der Drehwinkel des Kettenrades korrespondiert zum Einfederungswinkel α, und die Kette wird entsprechend auf das Kettenrad aufgewickelt. Die gleiche Ketten*länge*, die am Kettenrad aufgewickelt wird, muss am Kettenritzel abgewickelt werden, d. h. der Drehwinkel am (kleineren) Kettenritzel muss entsprechend dem Übersetzungsverhältnis (Kettenritzel zu Kettenrad) größer sein. Daraus resultiert im realen Fall ein zwangsweises *Zurück*drehen des Motors, wenn das Hinterrad einfedert. Dieses Zurückdrehen aufgrund der Planetenbewegung überlagert sich mit der zuvor (Abb. 8.47) beschriebenen Zwangsdrehung des Rades durch die Abrollbewegung beim Ein- und Ausfedern, wobei allerdings betragsmäßig die Planetenbewegung deutlich größere Drehwinkel verursacht.

Betrachten wir nun noch die Verhältnisse im realen Fall, dass der Schwingendrehpunkt nicht mit dem des Kettenritzels zusammenfällt, sondern dieser (in Fahrtrichtung) vor dem Schwingendrehpunkt liegt, Abb. 8.49. Die Kreisbahn der Hinterradschwinge hat dann einen kleineren Radius (= Schwingenlänge) und ist demzufolge stärker gekrümmt. Daraus resultiert bei Ein- und Ausfederung jenseits der horizontalen Schwingenlage eine Verkürzung des horizontalen Abstandes von Kettenrad und Ritzel, d. h. die notwendige Kettenlänge verringert sich (der gedankliche Extremfall wäre eine 180°-Drehung der Hinterradschwinge). Es ergibt sich also beim Ein- wie beim Ausfedern ein Durchhang der Kette im Leertrumm, der ebenfalls mit dem Federweg zunimmt. Das ist der Grund, weshalb beim unbelasteten Motorrad, wenn die Schwinge nicht horizontal steht, sondern nach unten ausgelenkt ist, immer ein Durchhang der Kette eingestellt sein muss. Eine straff gespannte Kette würde in diesem Fall beim Einfedern in horizontaler Lage übermäßig gedehnt und über den Kettenzug unzulässig hohe Querkräfte auf die Getriebeausgangswelle ausüben, im Extremfall könnte die Kette sogar reißen.

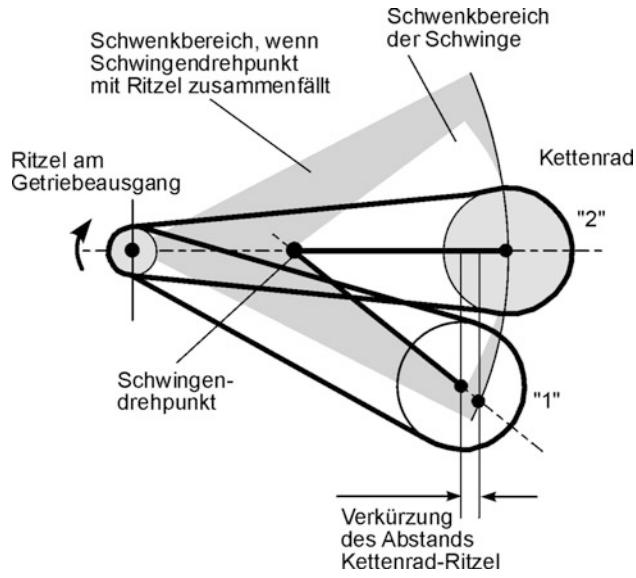


Abb. 8.49 Längendehnung der Kette durch unterschiedliche Lage von Schwingendrehpunkt und Drehpunkt des Kettenritzels

Auf die Zwangsdrehung des Hinterrades aufgrund der Planetenbewegung und der Abrollbewegung beim Durchfedern hat die unterschiedliche Lage von Schwingendrehpunkt und Kettenritzeldrehpunkt nur insofern Einfluss, als dass sich die Größen der Drehwinkel verändern. Auf die genaue Darstellung der geometrischen Verhältnisse soll an dieser Stelle verzichtet werden. Der Zwangsdrehbewegung des Kettenrades ist allerdings im realen Fahrbetrieb die Abstandsänderung von Kettenrad und Ritzel beim Durchfedern überlagert und damit wechselnde Kettenspannung. Zusammen mit der Massenträgheit, der die Kette beim Beschleunigen und beim Übergang in Schubphasen bzw. beim Bremsen unterliegt, führen beide Vorgänge zu Vertikalschwingungen in der Kettenebene, die den Kettenstrang durchlaufen. Bei Moto-Cross-Motorrädern mit großen Federwegen und entsprechenden Kettendurchhängen können die Schwingungsamplituden beträchtliche Größen erreichen, so dass die Schwingungsformen manchmal gut sichtbar werden (Fernsehaufnahmen in Zeitlupe). Mittels entsprechender Kettenführungen oder separater federbelasteter Kettenspanner muss versucht werden, die Schwingungsausschläge so zu begrenzen, dass ein ordentlicher Einlauf der Kette auf die Kettenräder gewährleistet wird, weil sonst die Kette überspringen kann.

Aus der Federbewegung und dem Kettenantrieb resultieren noch weitere Rückwirkungen. So entsteht aus dem Unterschied zwischen Kettenzugrichtung und Richtung der Umfangskraft am Kettenrad eine vertikale Störkraft, die die Federung beeinflusst (Verhärtung).

Für Motorräder mit Gelenkwellenantrieb („Kardanantrieb“) gilt hinsichtlich der Rückwirkungen der Schwingenbewegung auf den Antrieb prinzipiell das Gleiche, wie für Kettenmaschinen. Das Vor- und Zurückdrehen des Hinterrades wirkt sich hier über die Verzahnung des Winkelgetriebes auf die Antriebswelle (Kardanwelle) aus, weshalb zwischen Getriebeausgang und Kardanwelle ein Torsionsdämpfer geschaltet ist, der entweder als federbelasteter Nocken oder als Gummielement ausgebildet ist, Abb. 8.50.

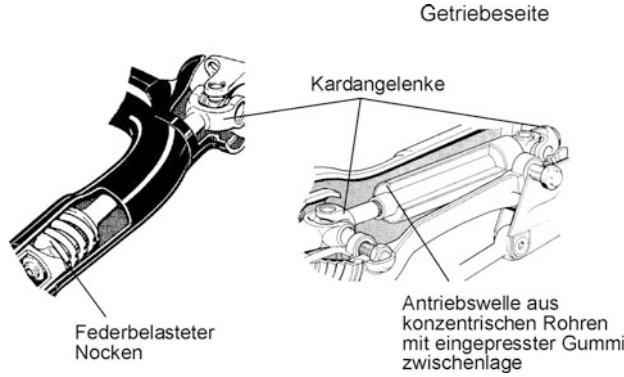


Abb. 8.50 Torsionsdämpfer beim Kardanantrieb

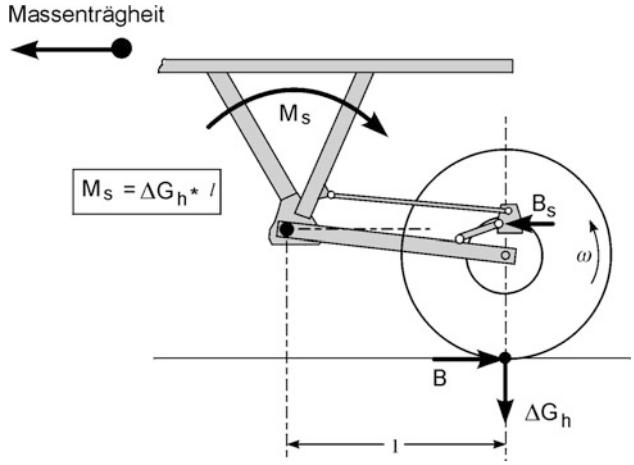


Abb. 8.51 Entkoppelte Anordnung des Bremssattels

Die Längenänderung, die die Antriebswelle beim Ein- und Ausfedern analog zur Kette erfährt, wenn der Schwingendrehpunkt und das Gelenk der Antriebswelle nicht zusammenfallen, wird durch eine Längsverschiebbarkeit der Welle (z. B. mittels Keilnutverzahnung) ausgeglichen.

Die Reaktionen, die an der Hinterradschwinge beim Bremsen und Beschleunigungen auftreten, erfordern zur Erklärung eine Einbeziehung der Kinematik; darauf wird im Abschn. 8.4.3 bzw. 8.44 eingegangen. Ein konstruktives Beispiel für eine Entkoppelung der Bremsen-Rückwirkung von der Hinterradschwinge zeigt Abb. 8.51**.** Befestigt man den Bremssattel wie gezeigt über eine gelenkige Lagerung an der Schwinge, dann kann kein Moment aus der Bremskraft mehr auf die Schwinge übertragen werden. Die Abstützung der Bremskraft erfolgt über eine Druckstrebe, die am Rahmen beweglich gelagert ist und die Bremskraft dort einleitet. Das Bremsmoment bewirkt keine Schwingendrehung mehr.

8.4.3 Kinematik der Radführungen

Wie im vorangegangenen Kapitel erläutert und beschrieben, haben die Radführungen die Aufgabe, definierte *Federungsbewegungen* für die Räder entlang einer vorgegebenen Bahn zu ermöglichen. Dabei zeigen die verschiedenen Konstruktionen von Radführungen je nach Bauart ein unterschiedliches Bewegungsverhalten. Bei der Telegabel ist die Bewegung aufgrund der linearen Führung entlang der Standrohre geradlinig und entspricht unmittelbar der Anschauung. Bei Telelever hingegen setzt sich die Bewegung aus einer Kreisbewegung des Längslenkers und einem linearen Hub des Teleskops zusammen. Welche Bewegungsbahn sich daraus ergibt und wie diese ermittelt wird, soll nachstehend gezeigt werden.

Dazu müssen die geltenden geometrischen und mechanischen Gesetzmäßigkeiten auf den Anwendungsfall der Radführung übertragen werden. Das entsprechende Fachgebiet der Mechanik wird als *Kinematik* („Bewegungslehre“) bezeichnet. In der Kinematik geht es rein um die Bewegung von Körpern (mechanischen Bauteilen) aufgrund ihrer Geometrie und Konstruktion, nicht aber um die Ursachen dafür. Lesern, denen nicht (mehr) alles Fachwissen geläufig ist, werden zunächst einige Grundlagen erläutert.

Eine wichtige Größe für die Ermittlung der Bewegungsbahnen von Körpern ist der so genannte *Momentanpol*. Als Momentanpol bezeichnet man einen Punkt, um den sich ein Körper bei seiner Bewegung *momentan* dreht. Dem liegt die Betrachtung zugrunde, dass man jede (beliebige) Bewegung eines in sich starren Körpers auffassen kann als eine *momentane* Drehung um einen (momentan) unbewegten Punkt. Das ist jedoch nur eine *Momentaufnahme*, sie gilt lediglich für den betrachteten Augenblick. Sobald die Bewegung weiter fortschreitet bzw. sich die geometrische Konstellation ändert (zum Beispiel indem eine Vorderradführung weiter einfedert), ändert sich auch die Position des Momentanpols. Zu jeder geometrischen Konstellation des Körpers gehört also ein Momentanpol, seine gesamte Bewegung kann man sich dann vorstellen als fortlaufende Folge von lauter (minimalen) Drehungen um Momentanpole, die laufend ihre Lage verändern.

Der Momentanpol wird bestimmt, indem man auf die Bewegungsrichtung (genauer gesagt auf die Richtung der Geschwindigkeit), die einem Punkt eines Körpers durch die angeschlossene Mechanik vorgegeben wird, eine Senkrechte in diesem betrachteten Punkt errichtet. Macht man das für (mindestens) zwei Punkte des Körpers, so ist der Schnittpunkt der Momentanpol der augenblicklichen Bewegung. Der Punkt (oder der feste Körper), dessen Bewegung (Bahnkurve) man ermitteln will, macht dann in dem betrachteten Augenblick eine Drehung um diesen Momentanpol. Für den nachfolgenden Bewegungsschritt (zum Bespiel die weitere Einfederung) bestimmt man erneut den Momentanpol nach der zuvor beschriebenen Methode. Wenn man das für beliebige viele Lagen des Körpers weiterführt, ergibt sich eine Folge von Bewegungspunkten, deren Verbindung dann die Bahnkurve des Körpers (des betrachteten Punktes) ist.

Am Beispiel des BMW Telelevers wird das Verfahren nun praktisch angewendet und weiter erläutert, Abb. 8.52**.** Das Teleskop mit dem Rad ist unser Körper, den wir betrachten.

Das Teleskop ist am Längslenker über ein Kugelgelenk an der unteren Gabelbrücke angebunden, dieser Verbindungspunkt „B“ bewegt sich damit auf einer Kreisbahn (rot eingezeichnet) um die Lagerachse „L“ des Längslenkers am Motor. Der obere Koppel-

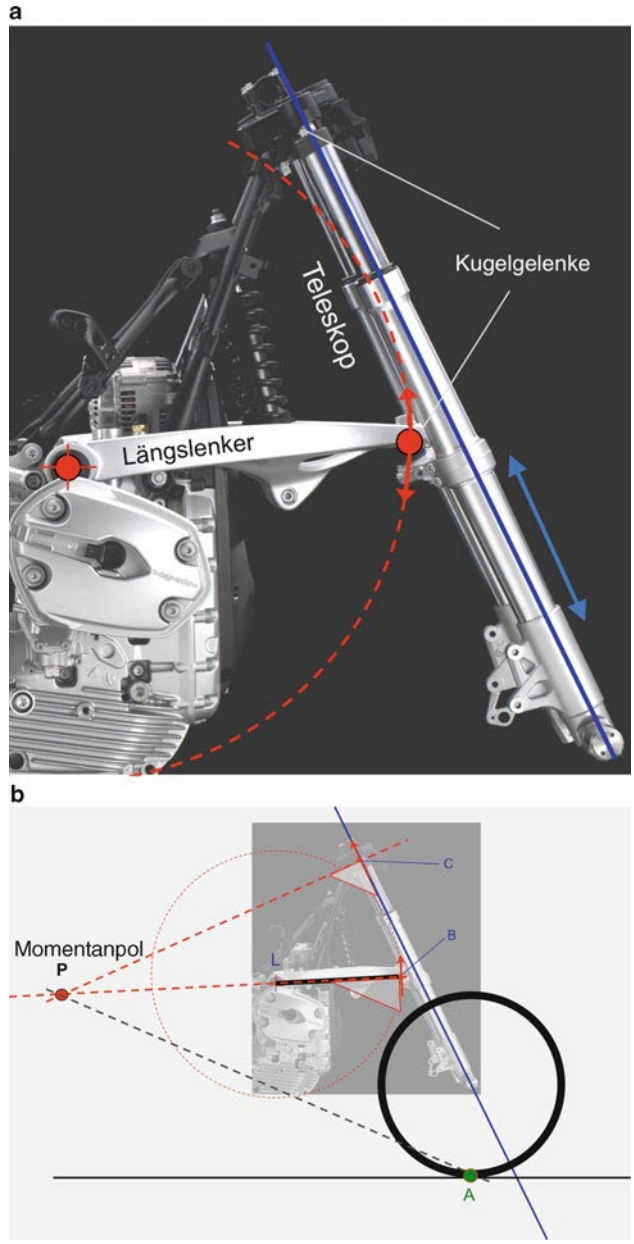


Abb. 8.52 Prinzip der Ermittlung eines Momentanpols am Beispiel Telelever

punkt „C“ für das Teleskop ist ebenfalls ein Kugelgelenk, das fest mit dem Rahmenausleger verbunden ist und damit seine Lage nicht verändern kann. Das Teleskop selber vollführt eine geradlinige Bewegung auf seiner Längsachse, es kann aber um die Kugelgelenke leicht schwenken. Beim Ein- und Ausfedern macht der Telelever also eine kombinierte Hub- und Schwenkbewegung. Das Ergebnis ist ein Radhub längs einer leicht gekrümmten Bahn.

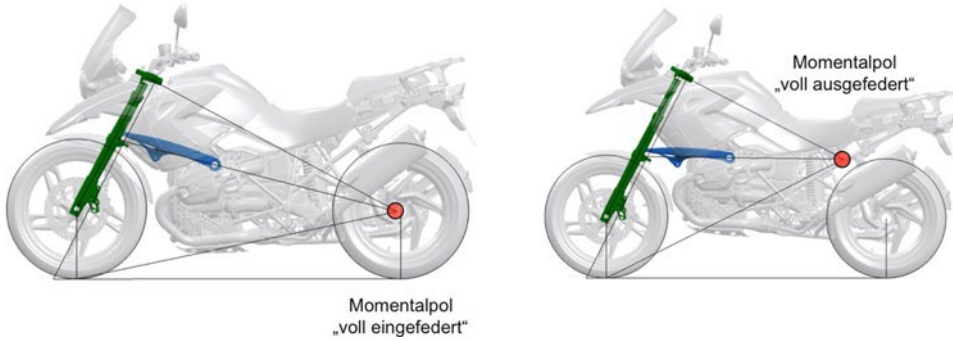


Abb. 8.53 Realer Momentanpol beim Serien-Telelever in den Endlagen der Federung

Mit Ermittlung der Momentanpole kann diese Bahn jetzt präzise bestimmt werden: Dazu wird durch den Längslenker eine gerade Linie gezogen (präziser ausgedrückt eine Verbindungsgerade durch die Achsmitte und den Koppelpunkt). Sie steht senkrecht auf der momentanen, tangentialen Geschwindigkeitskomponente der Kreisbewegung für den Punkt „B“. Senkrecht zur Längsachse des Teleskops wird ebenfalls eine Gerade gezogen und zwar durch den oberen Anlenkpunkt „C“ des Telelevers an der Gabelbrücke (oberes Kugelgelenk). Beide (im Bild rot gezeichneten) Kurven schneiden sich in einem Punkt der im hinteren Teil des Fahrzeugs liegt, dem Momentanpol *P* für genau diese Position des Telelevers. Es ist ein *virtueller* Punkt und kein physischer vorhandener Drehpunkt in einem Bauteil.

Um diesen Drehpunkt bewegen sich für diese Stellung alle Punkte des Körpers (Teleskop mit Rad). Zur Bestimmung der Bewegungsrichtung einzelner anderer Punkte des Körpers werden diese mit dem Momentanpol mittels einer Geraden verbunden. Die Senkrechte auf dieser Verbindungsgerade zeigt die momentane Richtung der Bewegung des Punktes an. Der Radaufstandspunkt „A“ vollführt damit eine momentane Kreisbewegung um diesen Momentanpol „P“ (so, als wäre die gesamte Vorderradführung ein starrer Körper, der über die schwarze Verbindungslinie als Schwenkhebel um den Momentanpol dreht).

Wenn der Telelever nun weiter einfedert, nehmen alle Punkte der Gabel eine andere Lage ein. Der Längslenker schwenkt nach oben und das Teleskop schiebt sich zusammen. Der untere Koppelungspunkt „B“ liegt etwas höher und weiter zum Motorrad, gleichzeitig hat sich das eingefederte Teleskop etwas um den oberen Koppelungspunkt „C“ gedreht. Es muss für diese Stellung nach dem beschriebenen Verfahren ein neuer Momentanpol ermittelt werden. Führt man dieses in kleinen Schritten über den gesamten Federweg fort, dann bekommt man eine Folge von Positionen für den Momentanpol und den Radaufstandspunkt in Abhängigkeit von der Ein- oder Ausfederung. Verbindet man die Punkte für den Radaufstandspunkt, erhält man die Bahnkurve der Rad-Hubbewegung (die Raderhebungskurve) für den Telelever.

Für die beiden Endlagen der Bewegung „voll eingefedert“ (VE) und „voll ausgefedert“ (VA) zeigt die Abb. 8.53 die Momentanpole für eine reale Geometrie des Serien-Telelevers. Man erkennt, wie unterschiedlich deren Lage ist. Unmittelbar einleuchtend ist auch, dass

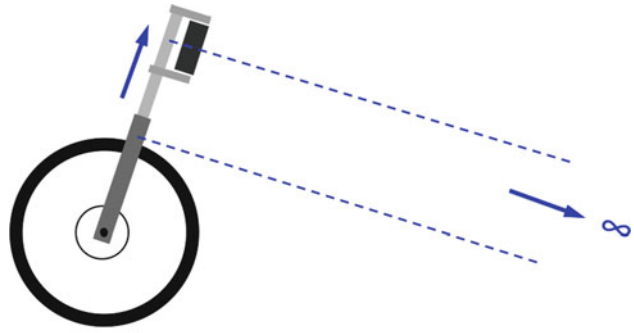


Abb. 8.54 Realer Momentanpol bei einer Serien-Telegabel

mit einer Längenvariation des Längslenkers und einer Verschiebung seines Anlenkpunktes am Motor unterschiedliche Raderhebungskurven erzielt werden können.

Im nächsten Schritt betrachten wir die Verhältnisse bei der Teleskopgabel, Abb. 8.54.

Aufgrund der Geradführung gibt es nur die eine Bewegung in Eintauchrichtung. Alle darauf errichteten Senkrechten laufen demzufolge parallel. Nach den Regeln der Geometrie bzw. Mathematik schneiden sich Parallelen im Unendlichen; der Momentanpol für die Telegabel liegt als Sonderfall daher ebenfalls im Unendlichen und unterhalb der Fahrbahn.

Mit dem angegebenen Verfahren kann man die Momentanpole und damit die Bewegungsverhältnisse für beliebige weitere Konstruktionen von Vorderradführungen ermitteln, worauf an dieser Stelle aber verzichtet werden soll. Voraussetzung für die „richtige“ Lage ist ohnehin die genaue Kenntnis der jeweiligen Geometrie, die nur in wenigen Fällen bekannt ist oder von den Herstellern zur Verfügung gestellt wird.

Die gängige Hinterradführung, die gezogene Schwinge, ist als mechanisches Gebilde nichts Anderes als ein Hebel, der auf einer feststehenden Achse drehbar gelagert ist. Der Momentanpol liegt dann auf dieser Achse, ist also der Schwingendrehpunkt, um den sich das Rad auf einer Kreisbahn bewegt, Abb. 8.55. Seine Lage bleibt unverändert.

Zum Abschluss wollen wir uns noch mit der Kinematik der Abrollbewegung des Rades beschäftigen, Abb. 8.56. Bei der Abrollbewegung des Rades auf der Fahrbahn dreht der Radmittelpunkt um den Radaufstandspunkt; der Radaufstandspunkt ist der Momentanpol der Abrollbewegung (es ist *keine* Drehung des Rades um einen im Unendlichen liegenden Punkt, denn dann würde das Rad nicht rollen, sondern sich nur geradlinig bewegen!). Mit der Vorwärtsbewegung des Rades und damit auch seiner Weiterdrehung wandert der Radaufstandspunkt=Momentanpol auf der Fahrbahn. Es ergibt sich dann längs der Fahrbahn eine kontinuierliche Folge von Momentanpolen.

Das Bild veranschaulicht den Fall der Abrollbewegung. Dazu nehmen wir verschiedene Beobachterpositionen ein. Wenn man auf das Rad von außen blickt, dann nimmt das fest am Fahrzeug montierte Rad an der geradlinigen (translatorischen) Fahrzeug-Fortbewe-

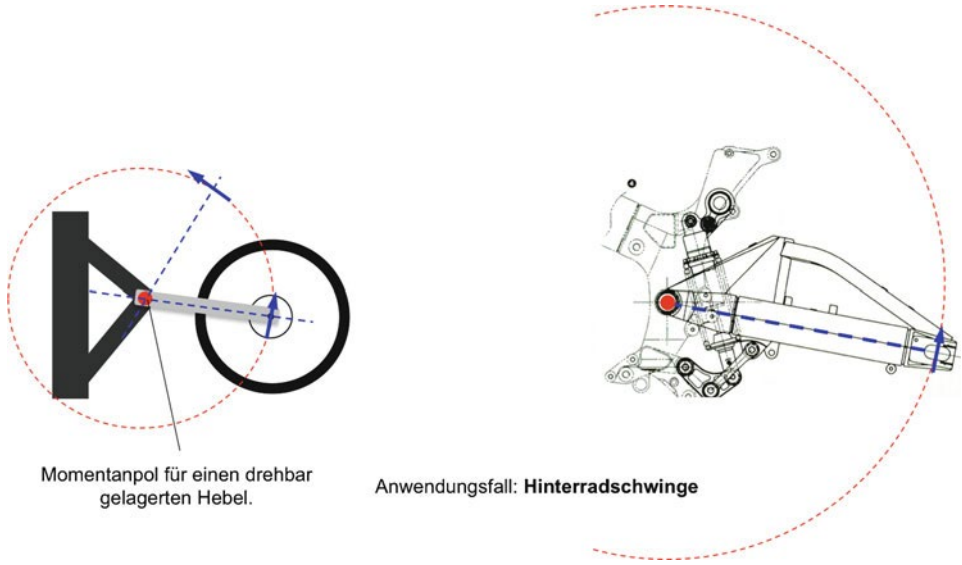
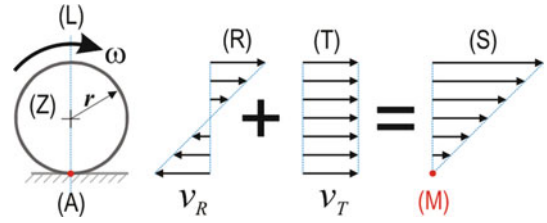


Abb. 8.55 Momentanpol bei der einfachen gezogenen Hinterradschwinge

Abb. 8.56 Abrollbewegung des Rades



gung (T) teil. Jeder Punkt des Rades hat also zunächst die geradlinige Geschwindigkeit v_T. Ein Beobachter im Zentrum des Rades hingegen, der sozusagen „mitfährt“, nimmt lediglich die Drehbewegung (R) des Rades wahr. Er „sieht“ also (vom Zentrum aus), dass sich der Punkt „A“ nach links bewegt, und der gegenüberliegende Punkt „B“ nach rechts. Das ergibt die Geschwindigkeitsverteilung v_R. Überlagert (addiert) man nun beide Geschwindigkeiten, ergibt sich die Geschwindigkeitsverteilung (S). Der Radaufstandspunkt „A“ hat dann die Geschwindigkeit Null, was sowohl der Definition für den Momentanpol entspricht wie auch der Anschauung: Der Punkt „A“ liegt auf der Fahrbahn, die sich ja nicht bewegt und das Rad dreht ohne zu rutschen (schlupffrei). Bei der Drehung um den Momentanpol (dem Abrollen) hat folgerichtig der am weitesten vom Momentanpol liegende Punkt „B“ die höchste Geschwindigkeit.

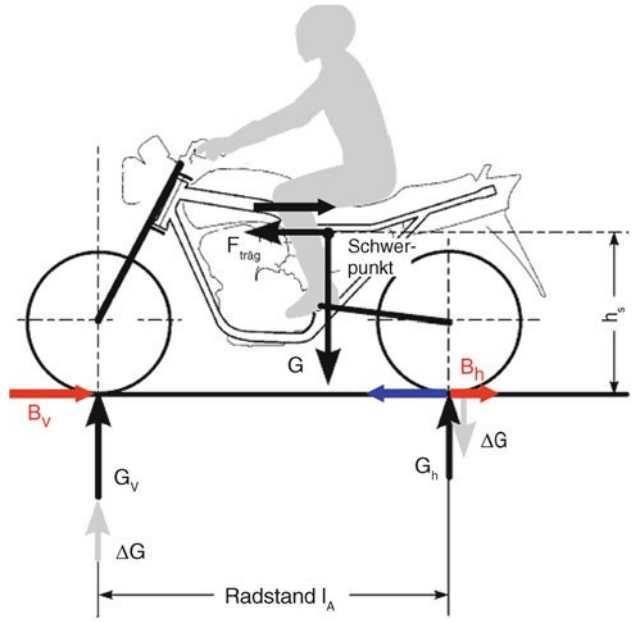


Abb. 8.57 Äußere Kräfte am Fahrzeug und Antriebs- und Bremswirkung

8.4.4 Fahrwerksreaktionen aus Bremsen und Antrieb

Im folgenden Abschnitt betrachten wir, wie Antriebs- und Bremskräfte die Federungsbewegung beeinflussen. Vertikalkräfte, die aufgrund von Fahrbahnunebenheiten auf das Fahrwerk einwirken (Vertikaldynamik) und einen Radhub erzeugen, sind in dieser Betrachtung ausgeklammert.

Am bewegten Fahrzeug wirken in den Radaufstandspunkten Antriebs- bzw. Bremskräfte. Diese erzeugen eine Fahrzeug-Längsbeschleunigung (positives Vorzeichen für den Antrieb, negatives Vorzeichen für das Bremsen), aus der entgegengesetzt gerichtete Trägheitskräfte (Fahrzeugmasse · Beschleunigung) resultieren, die im Fahrzeugschwerpunkt angreifen, Abb. 8.57. Wie einleitend im Abschn. 8.2 bereits erwähnt, resultiert aus diesen Trägheitskräften durch den wirksamen Hebelarm (Schwerpunkthöhe h_s) eine *dynamische* Zusatzkraft ΔG (*dynamische Radlastverlagerung*), die beim Bremsen die reale Vorderradlast G_v erhöht und die reale Last G_h am Hinterrad um einen gleich großen Betrag entlastet.

Beim Antreiben des Fahrzeugs ist es umgekehrt, die Antriebsbeschleunigung entlastet das Vorderrad und erhöht die Hinterradlast. Die dynamische Radlastverlagerung ist *unabhängig* von der Kinematik und der Bremskraftverteilung, sie hängt allein von der Beschleunigung, der Schwerpunktlage und dem Radstand ab, vgl. Abb. 8.3. Mit steigender Beschleunigung (Verzögerung) und größerer Schwerpunkthöhe nimmt der Betrag der dynamischen Radlastverlagerung zu.

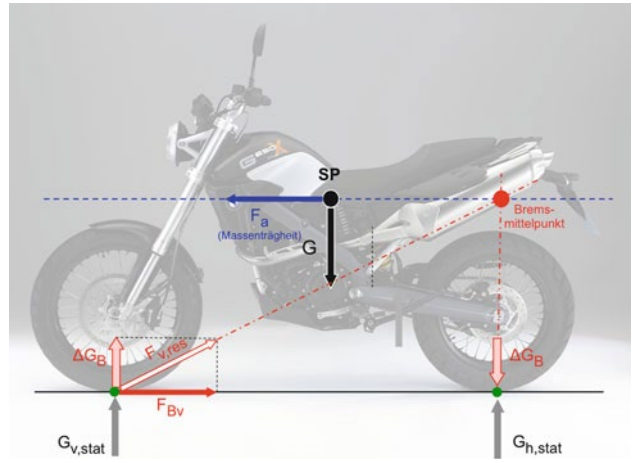


Abb. 8.58 Kräfte beim Bremsen und Bremsmittelpunkt

Reaktionen beim Bremsen

Die grundsätzlichen Kraftverhältnisse bei einer *Bremsung* zeigt Abb. 8.58, in diesem Beispiel wird *nur vorne* gebremst. Die Ruhelasten (statische Radaufstandskräfte) $G_{v,\,stat}$ und $G_{h,\,stat}$ wirken dem Fahrzeug-Gesamtgewicht G entgegen und stehen mit ihm im Gleichgewicht. Sie müssen daher für die weitere Betrachtung nicht berücksichtigt werden.

Die Massenträgheitskraft F_a, die im Schwerpunkt angreift, ist gleichgroß wie die Bremskräfte, im dargestellten Fall der Bremsung nur am Vorderrad ist dies die eingezeichnete Kraft F_{Bv}. Die dynamischen Radlastverlagerungen ΔG sind ebenfalls gleich groß, wirken aber entgegengesetzt. Bremskraft und Radlastverlagerung müssen *vektoriell* addiert werden, woraus sich im betrachteten Fall am Vorderrad eine resultierende Kraft, $F_{v,res}$ ergibt, die unter einem Winkel zur Fahrbahn verläuft. Am Hinterrad wirkt keine Bremskraft, die Resultierende ist die Radlastverlagerung und verläuft in senkrechter Richtung.

Damit das Gesamtsystem unter Einbeziehung der unterschiedlichen Hebelarme für die Kräfte im *Gleichgewicht* ist, müssen sich die Wirkungslinien (Richtungslinien) der resultierenden Kräfte in einem gedachten (*virtuellen*) Punkt schneiden, der auf der Höhe des Fahrzeugschwerpunkts SP liegt[2]. Dieser Punkt heißt *Bremsmittelpunkt*.

[2] Zur leichter verständlichen Herleitung (ohne Vektorrechnung) nachfolgende anschauliche Vorstellung: Wenn man gedanklich den Schwerpunkt bzw. den Bremsmittelpunkt des Fahrzeugs in die Fahrbahnebene legt, dann wirkt auch die Bremskraft rein horizontal (*die Massenträgheit „schiebt" das Fahrzeug in der Fahrbahnebene und die horizontale Bremskraft hält dagegen*). Es tritt auch keine dynamische Radlastverlagerung ein, die Zusatzkraft ΔG ist gleich Null, was auch die Berechnungsgleichung in Abb. 8.3 aussagt. Mit zunehmender Anhebung des Schwerpunkt steigt die Zusatzlast für das Vorderrad beim Bremsen (*jetzt entsteht ein Hebel für die Trägheitskraft und sie „drückt" auf das Vorderrad*), und analog dazu verlagert sich die Wirkrichtung der resultierenden Kraft aus der Horizontalen in eine zunehmend „schräge" Richtung. Mit dieser – noch unvollständigen – Betrachtung bekommt man schon eine Vorstellung, dass je nach Kraftrichtung, geometrischer Auslegung und der Hebelverhältnisse für die angreifenden Kräfte entweder die Zusatzkraft von der Federung aufgenommen werden muss oder es auch gelingen könnte, die Zusatzkraft in der Fahrzeugstruktur abzustützen (dann käme es zu keiner Einfederung beim Bremsen).

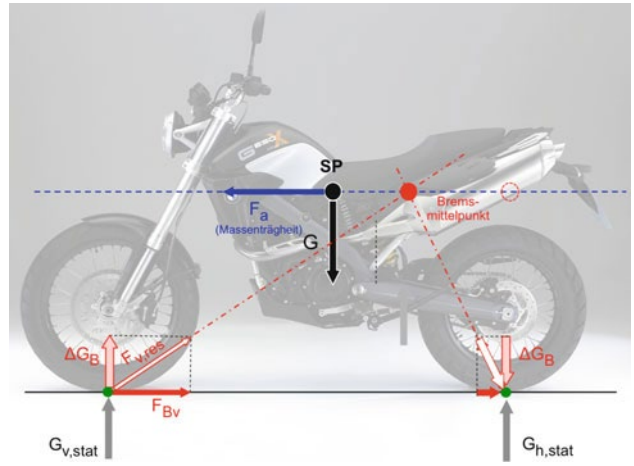


Abb. 8.59 Kräfteverhältnis beim Bremsen mit beiden Rädern

In der nächsten Betrachtung, Abb. 8.59, wird nun am Vorderrad *und* am Hinterrad gebremst. Die Bremskraft am Vorderrad wird kleiner, weil das Hinterrad jetzt mitbremst (die Summe beider Bremskräfte muss wieder der Massenträgheitskraft entsprechen), zusammen mit der Radlastverlagerung ΔG ergibt sich die eingezeichnete resultierende Kraft am Hinterrad. Wie man unschwer erkennt, verschiebt sich der Bremsmittelpunkt in horizontaler Richtung nach vorne (die vorherige Lage ist gestrichelt eingezeichnet). Diese Verschiebung ist abhängig von der Bremskraftverteilung (die dynamische Zusatz-Radlast ΔG ändert sich bei gleicher Verzögerung nicht!) für die Räder.

Bei Verlagerung der Bremskraft nach vorne und kleiner werdender Bremskraft am Hinterrad rückt er näher zum Fahrzeugheck (die Resultierende am Hinterrad wird „steiler“). Stärkeres Bremsen hinten verschiebt ihn nach vorn.

Wenn man jetzt die Fahrzeug- bzw. Federungs*bewegungen* aufgrund der Bremskräfte bestimmen will, muss man die Kinematik der Radführungen einbeziehen, denn wie im Abschn. 8.4.3 erläutert, wird die *Bewegung* des Fahrzeugs von der Kinematik bestimmt.

Bei der Telegabel ist die Federungsbewegung beim Bremsen sehr ausgeprägt und aus Erfahrung geläufig: sie taucht beim Bremsen tief ein. Dieser Effekt wird als *Bremsnicken* bezeichnet. Er ist unerwünscht, weil damit ein Teil des Federwegs „aufgebraucht“ wird und dieser dann nicht mehr für Fahrbahnunebenheiten zur Verfügung steht. Da die Telegabel wegen ihres im Unendlichen liegenden Momentanpols eher einen kinematischer Sonderfall darstellt, wird diese erst im zweiten Schritt weiter unten behandelt.

Wir starten die Betrachtungen mit einem Fahrzeug mit *Telelever* als Vorderradführung und beschränken uns zunächst auf die *alleinige* Bremsung nur am *Vorderrad*, Abb. 8.60.

Vorderradführung und Bremse können als Einheit betrachtet werden, denn die Bremse ist fest mit dem Gabelholm verschraubt und das Bremsmoment stützt sich an der Radführung ab. Der Momentanpol (Längspol, blau) wird konstruiert wie in Abschn. 8.4.3 er-

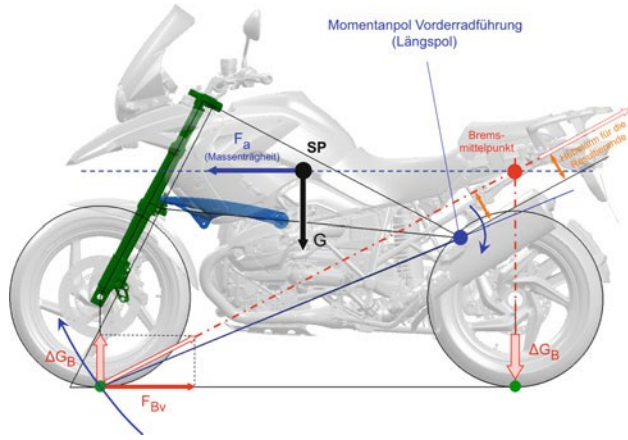


Abb. 8.60 Kräfteverhältnis und Kinematik beim Bremsen nur vorne (Telelever)

läutert. Er liegt weit im hinteren Bereich des Fahrzeugs. Damit dreht sich die gesamte Einheit und auch der Radaufstandspunkt um diesen Längspol.

Der Bremsmittelpunkt (rot) ergibt sich wie einleitend beschrieben aus dem Schnittpunkt der Resultierenden von Vorderrad-Bremskraft F_{Bv} und Radlasterhöhung ΔG mit der Schwerpunktslinie bzw. der Wirklinie der Radlasständerung ΔG am Hinterrad. Damit liegt der Bremsmittelpunkt oberhalb und hinter dem Momentanpol (Längspol). Die Resultierende aus Bremskraft und Radlasterhöhung bekommt dadurch einen wirksamen Hebelarm (orange Linie) und erzeugt ein Drehmoment um den Momentanpol (die Trägheitskraft im Schwerpunkt hält dagegen). Mit Drehung der Vorderradführung um diesen Pol ergibt sich eine Aufwärtsbewegung des Radaufstandspunktes, d. h. es entsteht ein *Bremsnicken* durch die Einfederung der Gabel (das ist der Freiheitsgrad für ihre Bewegung).

Je größer der Abstand Momentanpol-Bremsmittelpunkt, desto größer ist das Bremsnicken und damit das Eintauchen der Vorderradführung. Unmittelbar aus der Anschauung zu erkennen ist, dass durch eine veränderte geometrische Auslegung dieser Vorderradführung (Verlegung des Drehpunktes des Längslenkers und Längenvariation) ihr Momentanpol näher an den Bremsmittelpunkt gelegt werden kann und sich damit ein Bremsnickausgleich optimieren lässt. Wäre der Abstand der Resultierenden zum Momentanpol gleich Null, würden also Bremsmittelpunkt und Längspol auf einer Linie liegen, gäbe es auch kein Drehmoment und damit auch keine Eintauchbewegung. Damit wäre das Bremsnicken eliminiert, man spricht dann von einem Bremsnickausgleich von 100 %.

Zusammenfassend können wir ableiten:

- Der Bremsmittelpunkt ist unabhängig von der Kinematik der Radaufhängung. Seine horizontale Position (relative Lage zum Vorder- bzw. Hinterrad) hängt von der Bremskraftverteilung zwischen Vorderrad und Hinterrad ab.
- Die Kinematik der Radführung und damit die Momentanpole sind unabhängig von der Bremsung. Sie sind durch Geometrie und Konstruktion der Radführung vorgegeben und ändern sich durch die Bremskräfte nicht.

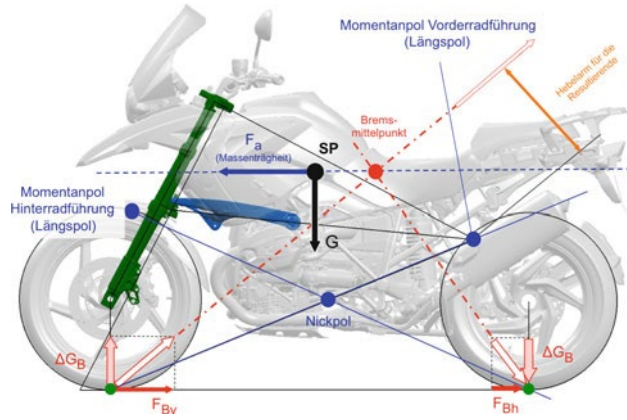


Abb. 8.61 Bremsen vorne und hinten (Telelever und Paralever)

- Primären Einfluss auf das Bremsnicken hat die Kinematik der Radaufhängung. Die Bremskraftverteilung wirkt nur indirekt über die Lage des Bremsmittelpunkts.

Allgemein gilt, dass an einem Rad, das keine Bremskraft überträgt, auch keine Möglichkeit für einen kinematischen Bremsnickausgleich besteht. Daher federt das Hinterrad bei einer Bremsung allein mit der Vorderradbremse entsprechend der dynamischen Radlaständerung ungehindert aus.

Aus den Betrachtungen wird klar, dass der Bremsnickausgleich mit der Einfederung stark verändert, weil für jede Federungsposition der Vorderradführung ein anderer Momentalpol gilt. Auch die Schwerpunktlage ändert sich genau genommen durch die Einfederung. Das muss bei der realen Auslegung der Gesamtgeometrie des Fahrzeugs berücksichtigt werden.

Die Verhältnisse beim kombinierten Bremsen mit Vorder- und Hinterradbremse zeigt Abb. 8.61 für ein Motorrad mit Telelever und Paralever für die Hinterradführung. Auf den Paralever und seine Besonderheiten wird am Ende des Kapitel näher eingegangen. Aus seiner Kinematik ergibt sich ein Momentanpol für die Hinterradführung, der im vorderen Bereich des Motorrads liegt.

Insgesamt bleibt die Kinematik selber von der Bremsung unberührt, der Momentpol der Vorderradführung ändert seine Lage gegenüber der Einzelbremsung nicht. Durch die Aufteilung der Gesamtbremskraft auf beide Räder wandert jedoch der Bremsmittelpunkt gegenüber der reinen Vorderradbremsung nach vorne mit der Folge, dass der Hebelarm zum Längspol der Vorderradführung größer wird. Damit taucht bei dieser Konstellation die Fahrzeugfront stärker ein als bei der alleinigen Bremsung vorn. Der Schnittpunkt beider Verbindungsgeraden der Momentanpole von Vorder- und Hinterradführung mit den jeweiligen Radaufstandspunkten wird *Nickpol* genannt. Es ist derjenige Punkt, um den sich der Fahrzeugaufbau bei der Bremsung momentan dreht.

Bei der *Telegabel* liegt wie in Abb. 8.54 bereits dargestellt der Momentanpol im Unendlichen und unterhalb der Fahrbahn. Die Resultierende durch den Bremsmittelpunkt hat

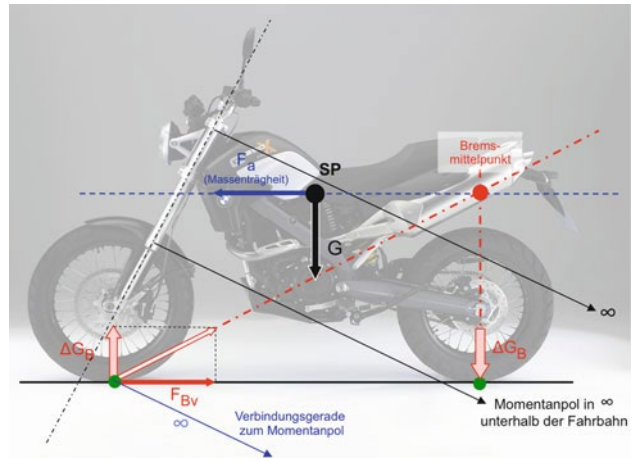


Abb. 8.62 Auswirkung der Bremsung vorne bei der Telegabel

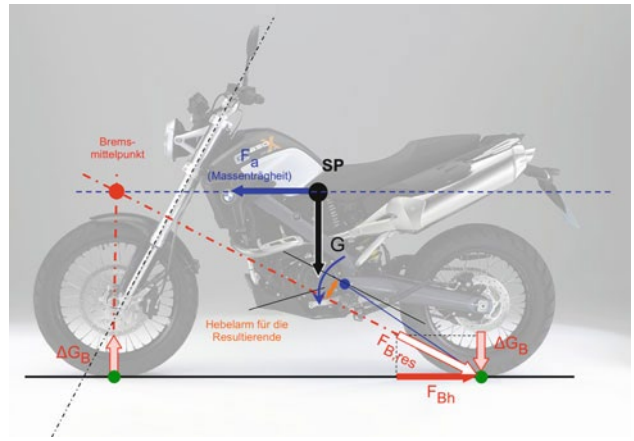


Abb. 8.63 Bremsen nur am Hinterrad bei der einfachen Schwinge

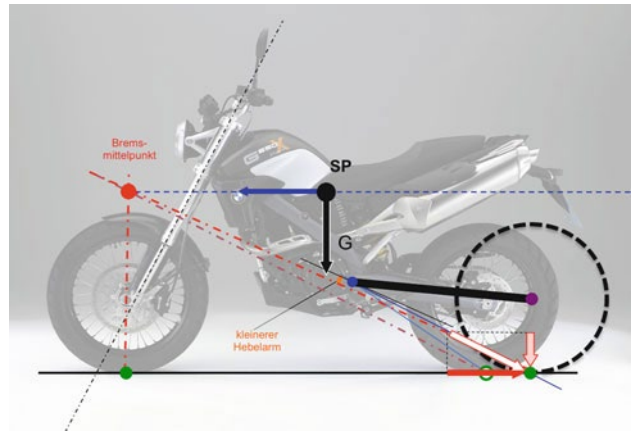


Abb. 8.64 Einfluss der Schwingenlänge auf die Bewegung am Hinterrad beim Bremsen

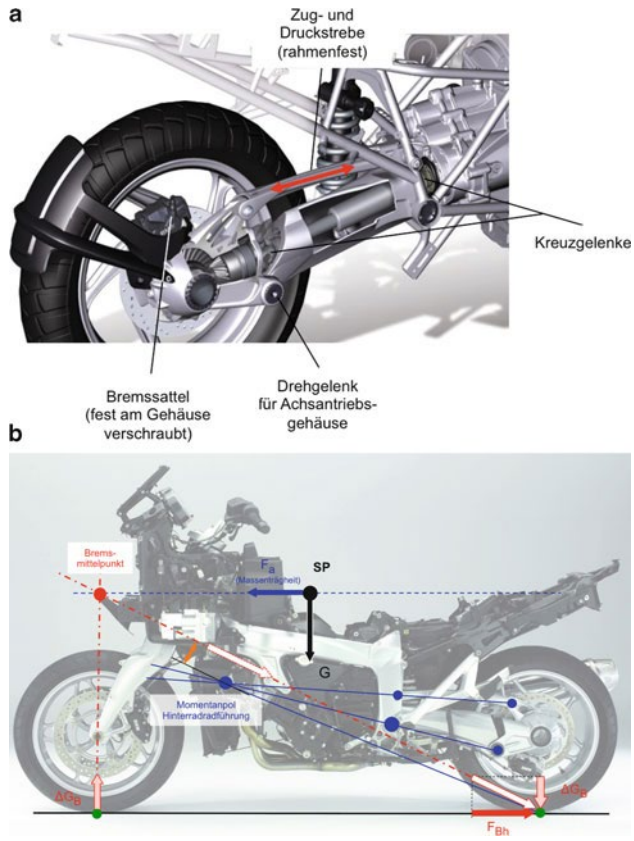


Abb. 8.65 BMW Paralever-Hinterradschwinge und Bremsung am Hinterrad

theoretisch einen unendlich großen Abstand zum Pol, Abb. 8.62. Die Kinematik verstärkt das Nicken, so dass die Telegabel beim Bremsen voll eintaucht.

Bremst man allein am Hinterrad, ergeben sich für eine einfache Hinterrad-Schwinge Verhältnisse wie in Abb. 8.63 gezeigt.

Der Momentanpol liegt im Schwingendrehpunkt (vgl. Abb. 8.55), der Bremsmittelpunkt oberhalb, auf Höhe des Schwerpunkts und vor der Vorderradgabel. Es ergibt sich der gezeichnete Hebelarm für die Bremskraft-Resultierende, damit ein Drehmoment und eine Drehbewegung um den Schwingendrehpunkt, woraus eine *Einfederung* des Hinterrads resultiert. Zugleich taucht infolge der Bremsverzögerung die Telegabel etwas ein, wodurch das Heck ausfedert. Verlängert man die Schwinge, dann rückt bei sonst gleicher Geometrie und gleichen Kräften die Wirklinie der Resultierenden näher an den Schwingendrehpunkt (Momentanpol) und der wirksame Hebelarm wird kleiner, Abb. 8.64**.** Dadurch wird der Einfluss der Bremskraft auf die Schwingenbewegung deutlich kleiner, das Hinterrad federt praktisch nicht mehr ein.

Bei der *Paralever*-Hinterradschwinge, von BMW 1988 in die Serie eingeführt, ist das Achsantriebsgehäuse, an dem auch der Bremssattel befestigt ist, drehbar in der Schwinge



Abb. 8.66 Rückwirkung des Kettenantriebs auf die Hinterradführung

gelagert. Die Reaktionskräfte aus der Bremsung (und dem Antrieb) stützen sich über eine Schub- und Druckstrebe am Rahmen ab, Abb. 8.65 (oberes Bild). In der Wirkung entspricht das einer sehr langen Hinterradschwinge, denn der *virtuelle Drehpunkt* (Momentanpol) liegt sehr weit vorne im Fahrzeug (unterer Bildteil). Der Momentanpol ergibt sich durch den Schnittpunkt der verlängerten Verbindungslinien der Drehgelenke. Die resultierende Kraft am Hinterrad infolge der Bremsung bewirkt ein *Ausfedern* der Schwinge.

Beim den hier gezeigten Beispielen ist zu beachten, dass die Bild-Darstellungen rein schematisch und als Prinzipskizzen zu verstehen sind. Sie eignen sich daher nur für einen qualitativen Vergleich der verschiedenen Konstruktionen. Für eine quantitativen Beurteilung der sich einstellenden Hebelarme und die Kraftwirkungen müssten in allen Abbildungen die realen Kräfte im richtigen Verhältnis zueinander eingetragen werden, das ist in den Beispielen nur eingeschränkt gegeben.

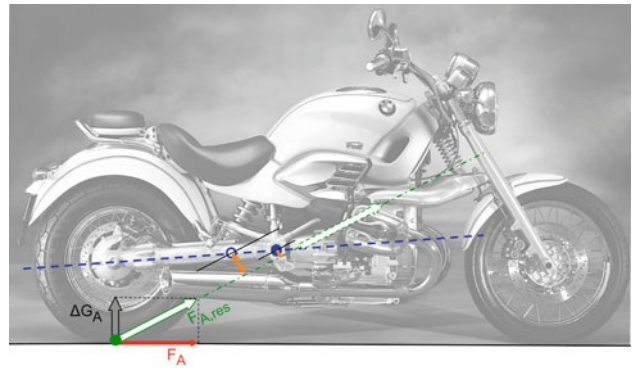


Abb. 8.67 Rückwirkung des Gelenkwellenantriebs auf die Hinterradführung

Einflüsse beim Antrieb

Die kinematischen Verhältnisse sind wie zuvor mehrfach erwähnt unabhängig von den Kräften, daher gelten beim Antreiben des Rades die gleichen Gesetzmäßigkeiten wie zuvor beim Bremsen. Bei der Kraft im Radaufstandspunkt ändert sich letztlich nur das Vorzeichen. Da beim Motorrad ausschließlich das Hinterrad angetrieben wird, müssen wir auch nur die Kinematik der Hinterradführung und der Antriebselemente berücksichtigen.

Die häufigste Bauart des Hinterradantriebs beim Motorrad ist der über eine Kette, Abb. 8.66. Für einen Riemenantrieb gelten die Betrachtungen analog.

Der Momentanpol für die Hinterradschwinge *allein* ist wie bereits erwähnt ihr Drehpunkt; für die Bestimmung des Momentanpols beim *angetriebenen* Rad muss jedoch die Kette mit einbezogen werden. Die Kette, genauer gesagt ihr Zugtrum, entspricht in seiner mechanischen Wirkung einem Zugstab mit je einem Gelenk an beiden Enden. Die Enden sind die Punkte, an denen das Kettenglied jeweils am Ritzel bzw. am Zahnrad ein- bzw. abläuft. Der Momentanpol dieser Konfiguration liegt daher im Schnittpunkt der gedachten Verlängerung des Zugtrums der Kette und der gedachten Verlängerung der Schwinge. Der Wirkpunktpunkt der Antriebskraft (analog zum Bremsmittelpunkt) liegt im Schnittpunkt der Resultierenden aus Antriebskraft F_A und dynamischer Radlaständerung ΔG mit der Waagerechten durch den Fahrzeugschwerpunkt. Durch den Abstand dieser Resultierenden zum Momentanpol ergibt sich ein kleiner Hebelarm (orange Pfeil-Linie). Damit erzeugt sie ein Drehmoment und den etwas höher liegenden Momentanpol, so dass das Hinterrad *ausfedert*. Im unteren Bildteil ist die Darstellung zur Verdeutlichung reduziert auf die mechanisch wirksamen Elemente: das grau unterlegten Dreieck (orange Linien) entspricht in der momentanen Stellung dem „festen“ Körper, auf den die Resultierende über einen kleinen Hebelarm wirkt und dieses um den Momentanpol nach unten dreht.

Dieses Verhalten gilt für die gezeichnete Stellung der Schwinge. Je mehr die Schwinge einfedert, desto größer wird der Abstand zwischen Momentanpol und der Antriebskraft-Resultierenden und damit die Ausfederung unter Wirkung des Kettenzugs. Ein Anstellung der Schwinge nach unten in der Normallage minimiert also das Ausfedern des Hinterrads bei hoher Anfahr-Beschleunigung.

Beim konventionellen Gelenkwellenantrieb („Kardanantrieb“) mit fester Verbindung von der Schwinge mit dem Gehäuse des Achsantriebs wirkt die Abstützung des Antriebsmoment direkt auf die Schwinge und wird von ihr aufgenommen. Schwinge und Achsantriebsgehäuse bilden eine mechanische Einheit, der Momentanpol ist damit die Schwingenachse, Abb. 8.67.

Wiederum verläuft die Resultierende $F_{A,res}$ aus Antriebskraft F_A und Radlaständerung ΔG in einem Anstand vom Pol. Durch den Hebelarm (orange Linie) federt das Hinterrad beim Beschleunigen *aus*. Klar erkennbar ist die Wirkung der Schwingenlänge (analog wie beim Bremsen), je kürzerer Schwinge (Beispiel weiß-blauer Drehpunkt im Bild), desto größer wird der Hebelarm und damit auch die *Ausfederbewegung*.

Je weicher die Federung und je länger der Federweg, umso ausgeprägter sind die Federbewegungen. Der bekannte „Fahrstuhleffekt“ bei den früheren Boxer-Motorrädern von BMW aus den 1970 und 80er-Jahren rührt genau daher in Verbindung mit den damaligen recht kurzen Schwingen. Versierte Boxer-Fahrer wussten den Fahrstuhleffekt jedoch auch auszunutzen, um in Kurven durch leichtes Gasgeben Bodenfreiheit für größere Schräglagen zu gewinnen. Nachteilig war und ist aber der umgekehrte Effekt, dass beim Gaswegnehmen das Heck einsinkt und erheblich Bodenfreiheit eingebüßt wird. Bei großen Schräglagen kann das zu kritischen Situationen führen, weil durch Aufsetzen harter Teile dann das Hinterrad „ausgehebelt“ wird. Generell bringen Auf- und Abbewegungen des Hecks Unruhe ins Fahrwerk, zumal sich mit den Federbewegungen wie zuvor schon dargelegt, auch die Fahrwerksgeometrie ständig ändert.

Bei der Paralever-Schwinge gelten Verhältnisse, wie sie in Abb. 8.68 dargestellt sind. Sie sind bis auf die Kraftrichtung analog wie bereits weiter oben beim Bremsen beschrieben.

Der Momentanpol der Schwingenkonstruktion liegt weit vorn im Motorrad, was kinematisch einer sehr großen Schwingenläge entspricht. Dennoch ergibt sich der ersichtliche Abstand (orange Linie) zur Resultierenden aus Antriebskraft und Radlasterhöhung und damit ein Hebelarm und eine Momentenwirkung. Die Reaktion ist bei dieser Konstruktion entgegengesetzt zum Kettenantrieb und zum Kardanantrieb mit fest verschraubten Hinterachsgehäuse; das Rad *federt* beim Gasgeben *ein.*



Abb. 8.68 Antriebseinflüsse beim BMW Paralever

Auch beim Hinterrad und beim Antrieb gilt selbstverständlich, dass die Position der Momentanpole vom jeweiligen Einfederungszustand abhängt und sie für jede Fahrzeuglage separat ermittelt werden müssen. Da die Fahrzeuglagen in den Bilddarstellungen nicht normiert und nicht auf die jeweils gleiche Position bezogen sind, kann man die Konstruktionen zwar sehr gut in ihren *Wirkeffekten* vergleichen, nicht aber in ihrer genauen, quantitativen Größenauswirkung. Für einen derartigen Vergleich müssen alle Fahrzeuge und Kinematiken in der genau gleichen Konstruktionslage und exakt gleich groß abgebildet sein und die Kräfte müssen in ihren realen Größen eingezeichnet werden.

8.5 Federungs- und Dämpfungssysteme

Die Federung und Dämpfung der Radbewegung sorgt neben dem Komfort von Fahrer und Beifahrer vor allem für die Fahrsicherheit. Generell besteht die Aufgabe der Federung und Dämpfung darin, bei allen Fahrzuständen ausreichenden Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn sicherzustellen, d. h. bei groben Bodenunebenheiten ein Abheben von Rad bzw. Reifen von der Fahrbahn zu verhindern und die Radlastschwankungen aufgrund der Federbewegungen zu minimieren. Da diese generelle Aufgabe für das Vorderrad und das Hinterrad gleich sind, können die grundsätzlichen Betrachtungen für beide Räder gemeinsam durchgeführt werden.

Das Motorrad mit seinen Rädern kann als Schwingungssystem aufgefasst werden, das sich sehr stark vereinfacht für ein Rad wie in Abb. 8.69 darstellt. Auch der Reifen weist Federungs- und Dämpfungseigenschaften auf, die für die Fahrdynamik im Bereich der Eigenschwingungen eine große Rolle spielen, bei unseren Betrachtungen hinsichtlich Fahrkomfort (Schwingungskomfort) und Bodenhaftung jedoch vernachlässigt werden können. An dieser Stelle sollen nur die Radfedern und die Stoßdämpfer (richtiger wäre Schwingungsdämpfer) behandelt werden.

Wenn das Motorrad eine Bodenunebenheit überfährt, ermöglicht die Federung ein Ausweichen des Rades, so dass im Idealfall nur das Rad der Unebenheit folgt, das Motorrad

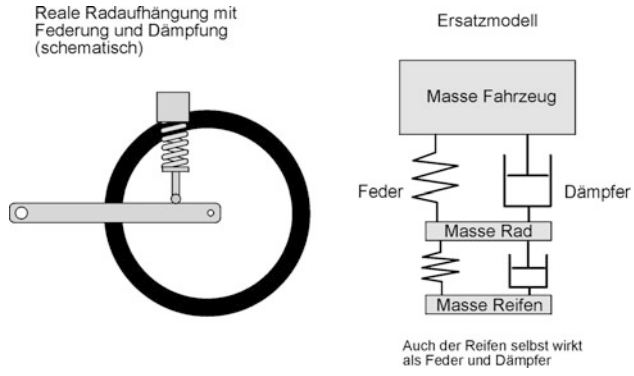


Abb. 8.69 Radaufhängung mit Federung und Dämpfung und Ersatzmodell

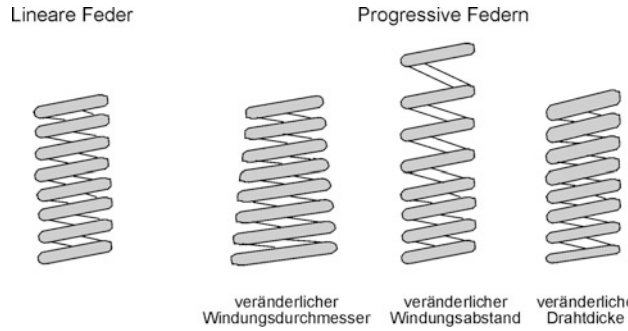


Abb. 8.70 Verschiedene Federbauarten mit progressiver Kennung

selbst und der Fahrer jedoch in Ruhe bleiben, d. h. sie führen keine Vertikalbewegung aus. Die Federbewegung muss dabei grundsätzlich gedämpft werden, denn sonst würde die ausgelenkte Feder das Rad so lange nachschwingen lassen, bis die gespeicherte Federenergie durch die Reibung der Radführung „aufgebraucht" wäre. Dies wäre nicht nur aus Komfortgründen unerwünscht, sondern bei mehreren, aufeinander folgenden Unebenheiten könnte sich die Federung auch aufschaukeln, wodurch das Rad den Fahrbahnkontakt verlieren würde und die Fahrsicherheit beeinträchtigt wäre. Das Rad führt also immer eine gedämpfte Schwingung aus, wobei die Federhärte und die Dämpfung so aufeinander abgestimmt werden müssen, dass sowohl der Fahrsicherheit als auch dem Fahrkomfort Rechnung getragen wird.

8.5.1 Konventionelle Federungs- und Dämpfersysteme

Konventionelle Federungs- und Dämpfungssysteme bestehen aus einer Stahlfeder und einem parallel angeordnetem Stoßdämpfer, der die Radhubbewegung abbremst, indem in seinem Inneren eine Flüssigkeit (Dämpferöl) durch einen engen Spalt strömt und dadurch die Strömung gedrosselt wird. Die Dämpfung ist durch die Drosselventile vorgegeben, sie kann jedoch durch den Aufbau der Dämpfungsventile über dem Radhub und für die Ein- und Ausfederung unterschiedlich eingestellt sein. Als Sonderbauart kann sowohl die Federung als auch die Dämpfung mittels Luft erfolgen, ein solches System wird am Ende des Kapitels beschrieben.

Für hohen Komfort, d. h. ein sensibles Ansprechen bereits auf kleine Fahrbahnunebenheiten, sollten die Federung wie auch die Dämpfung weich ausgelegt sein. Das bedingt aber einen großen Gesamtfederweg, denn dieser ergibt sich aus der statischen Einfederung bei voller Beladung und dem Restfederweg bzw. der notwendigen Federkraft, die die Federung aufbauen muss, um auch grobe Unebenheiten abzufangen, ohne durchzuschlagen. Wie im vorigen Kapitel erläutert, sind aber sehr große Federwege sowohl wegen der Rückwirkungen auf den Antrieb als auch wegen der Geometrieveränderungen am Fahrwerk nicht unbedingt erwünscht. Mit progressiven Federn, die sich mit zunehmender Zusammendrückung verhärten, lässt sich das Problem elegant umgehen. Abb. 8.70 zeigt verschiedene Federbauarten, mit denen sich eine Progression erzielen lässt.

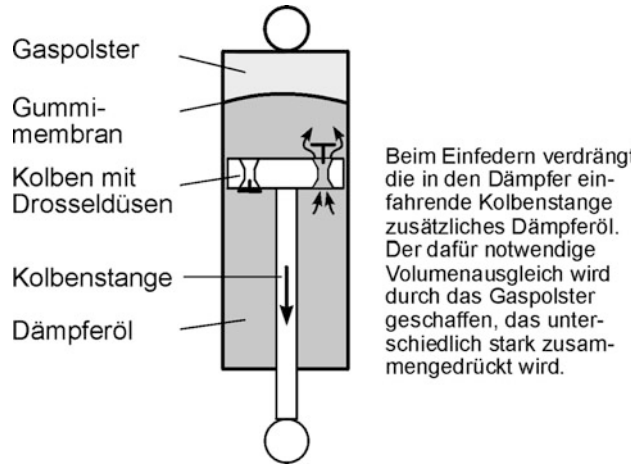


Abb. 8.71 Prinzipieller Aufbau von Stoßdämpfern (Schwingungsdämpfern)

Die häufigste und preiswerteste Bauart ist die Feder mit veränderlichem Windungsabstand, bei der die Verhärtung dadurch erfolgt, dass sich die engeren Windungen mit zunehmender Einfederung aneinanderlegen und an der Federbewegung nicht mehr teilhaben. Die Feder mit veränderlicher Drahtstärke ist in der Herstellung teuer und wird selten verwendet. Häufiger findet man hingegen die Feder mit veränderlichem Windungsdurchmesser.

Durch die Progression wird auch die statische Einfederung bei Beladung verringert, und außerdem bleibt die Eigenfrequenz der Federung unabhängig vom Beladungszustand weitgehend konstant. Dies ist wichtig, weil beim Motorrad im Gegensatz zum Auto die Zuladung eine sehr große prozentuale Veränderung des Gesamtgewichtes bewirkt (ein typischer Wert sind 180 kg Zuladung bei einem Leergewicht des Motorrades von 220–250 kg).

Generell wird wegen des Soziusbetriebs und der Zuladung, die hauptsächlich die Hinterradlast erhöhen, für das Hinterrad eine deutlich größere Federrate als für das Vorderrad gewählt. An dieser Stelle sei angemerkt, dass die bei vielen Motorrädern vorhandene Federbeinverstellung zur Anpassung an die Beladung bzw. den Soziusbetrieb *keine* Veränderung der Federvorspannung oder der Federkennlinie bewirkt, wie dies fälschlicherweise häufig angenommen wird. Verstellt wird lediglich die untere Position der Federauflage, damit wird das Motorrad gegenüber der Fahrbahn angehoben und der Verlust an Bodenfreiheit durch die statische Einfederung kompensiert. Ein zweiter (erwünschter) Effekt ist die Vergrößerung der Einfederlänge (positiver Federweg). Sie ergibt sich daraus, dass durch die Verstellung der Federbasis der Stoßdämpfer, der den Federweg durch Anschläge begrenzt, weiter auseinandergezogen wird.

Wie wir im vorigen Kapitel gesehen haben, kann eine Progression auch durch die kinematische Auslegung der Hinterradschwinge erzielt werden, was den Vorteil hat, dass sich gezielt eine Abhängigkeit zwischen Radeinfederung und Dämpfungsweg einstellen lässt. Dies kann Vorteile für das Ansprechverhalten der Federung mit sich bringen.

Das Funktionsprinzip eines Stoßdämpfers ist in Abb. 8.71 dargestellt. In einem Zylinder wird ein Kolben in einem mit dünnflüssigem Dämpferöl befüllten Zylinder bewegt. Das vom

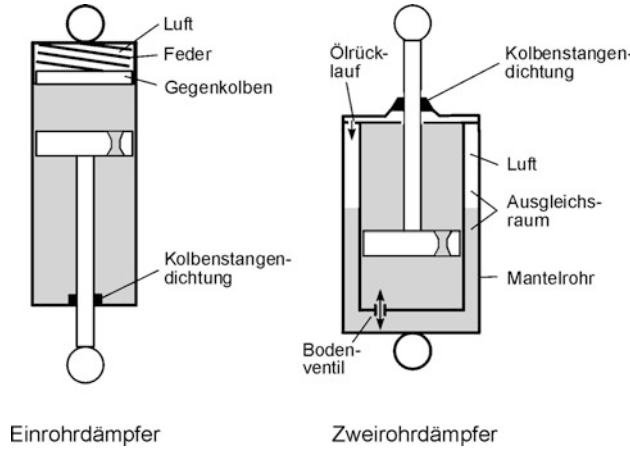


Abb. 8.72 Prinzipieller Aufbau von Ein- und Zweirohrdämpfern

Kolben beim Ein- und Ausfedern verdrängte Flüssigkeitsvolumen strömt durch eine Drossel (Ringspalt oder kalibrierte Bohrungen bzw. Ventile) und bremst dabei die Bewegung.

Die im Dämpfer geleistete Arbeit, die bei unebenen Straßen erhebliche Größen annimmt, wird in Wärme umgewandelt, die nach außen abgegeben werden muss. Das Ausmaß der Dämpfung (Dämpferkraft) wird vom Drosselwiderstand, d. h. von der Form und Größe des Ringspalts bzw. der Bohrungen, der Viskosität des Dämpferöls und auch von der Hubgeschwindigkeit des Kolbens bestimmt. Grundsätzlich gilt der Zusammenhang, dass die Dämpfungskraft mit der Hubgeschwindigkeit des Kolbens zunimmt. Daraus ergibt sich eine Phasenverschiebung zwischen Dämpfungskraft und Federkraft, d. h. bei kurzen, harten Fahrbahnstößen wird prinzipiell eine große Dämpfungskraft aufgebaut, so dass ohne besondere Maßnahmen am Dämpfer die Federung hart und unkomfortabel würde.

Für das Ein- und Ausfedern werden unterschiedliche Dämpferkräfte benötigt. Erwünscht ist für hohen Fahrkomfort normalerweise ein weiches, wenig gedämpftes Einfedern, wohingegen die Ausfederbewegung stärker bedämpft werden sollte, damit die Gegenfederbewegung, die sich z. B. nach dem Überfahren einer Bodenwelle einstellt, nicht zu weit ausschwingt. Die Dämpfung der Zugstufe beträgt deshalb ca. das 4- bis 8fache der Druckstufendämpfung. Erreicht wird dies durch unterschiedlich große Drosselquerschnitte für das Ein- und Ausfedern, die z. B. durch federbelastete Ventile im Dämpfer gesteuert werden.

Für den Volumenausgleich im Dämpfer und die notwendige Trennung von Gaspolster und Dämpferöl gibt es neben der in Abb. 8.71 gezeigten Konstruktion weitere, prinzipiell unterschiedliche Lösungen. Abb. 8.72 zeigt die beiden klassischen Konstruktionsvarianten, den Einrohr- und den Zweirohrdämpfer. Bei dem links abgebildeten Einrohrdämpfer ist das Gaspolster nicht wie im vorangestellten Beispiel durch eine Gummimembran abgetrennt, sondern es wird durch einen federbelasteten Gegenkolben abgetrennt. Eine weitere Möglichkeit ist, das Luftvolumen in einem Gummiball einzuschließen.

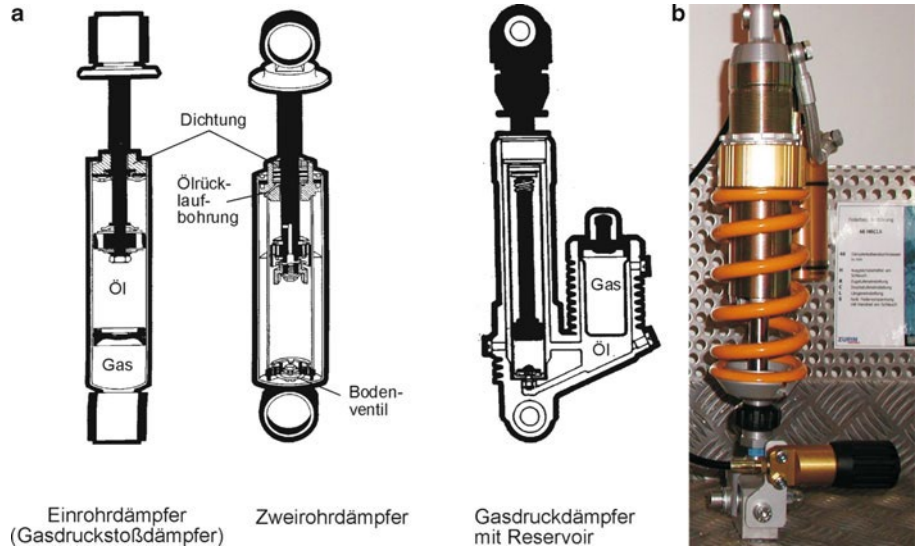


Abb. 8.73 Ausgeführte Stoßdämpferbauarten

Kennzeichnend für den Einrohrdämpfer ist, dass er in beliebiger Lage verbaut werden kann. Beim Zweirohrdämpfer, rechts im Bild, ist der eigentliche Dämpferraum von einem Mantelrohr umgeben, das ein Ölreservoir und Luft enthält. Beim Einfedern wird über ein geringfügig geöffnetes Bodenventil (Drosselung!) Öl in das Mantelrohr übergeschoben und komprimiert die dort eingeschlossene Luft. Dieses Öl wird beim Ausfedern durch das dann völlig offene Bodenventil zurückgesaugt. Damit sich Öl und Luft nicht vermischen können und durch das Bodenventil keine Luft angesaugt wird, dürfen Zweirohrdämpfer nur senkrecht, bzw. nur geringfügig schräg angeordnet werden. Keinesfalls darf man sie umgekehrt einbauen. Eine Vermischung von Öl und Luft führt zu Ölschaumbildung mit weitgehendem Verlust der Dämpfungswirkung. Bei ausgeführten Dämpferkonstruktionen kann Öl auch im Ringspalt an der Kolbenstange vorbeifließen und gelangt durch einen Rücklauf ins Mantelrohr. Damit wird die eigentliche Kolbenstangendichtung vom Druck im Dämpfer entlastet, und die radiale Vorspannung der Dichtung kann abgesenkt werden. Es ergeben sich deutlich geringere Losbrechkräfte für den Dämpfer und dadurch u. U. ein feinfühligeres Ansprechen.

Beim Einrohrdämpfer hingegen ist die Kolbenstangendichtung dem vollen Dämpferdruck ausgesetzt. Beim Gasdruckdämpfer (Einrohrdämpfer), dessen Gaspolster unter hohem Druck (ca. 25 bar) steht, bedeutet dies eine hohe Beanspruchung der Dichtung und setzt eine besonders präzise Fertigung der Kolbenstange und des ganzen Dämpfers voraus. Daher resultiert auch der relativ hohe Preis derartiger Dämpfer. Der Vorteil des Gasrohrdämpfers liegt darin, dass der hohe Gasdruck auch bei hoher Belastung und Temperatur eine Ölverschäumung und Kavitation sicher verhindert. Das Ölvolumen kann daher klein gehalten werden, wodurch die Abmessungen des Dämpfers gering bleiben und eine günstige, schlanke Bauform erreicht wird (Verwendung im Federbein und optische Gründe).

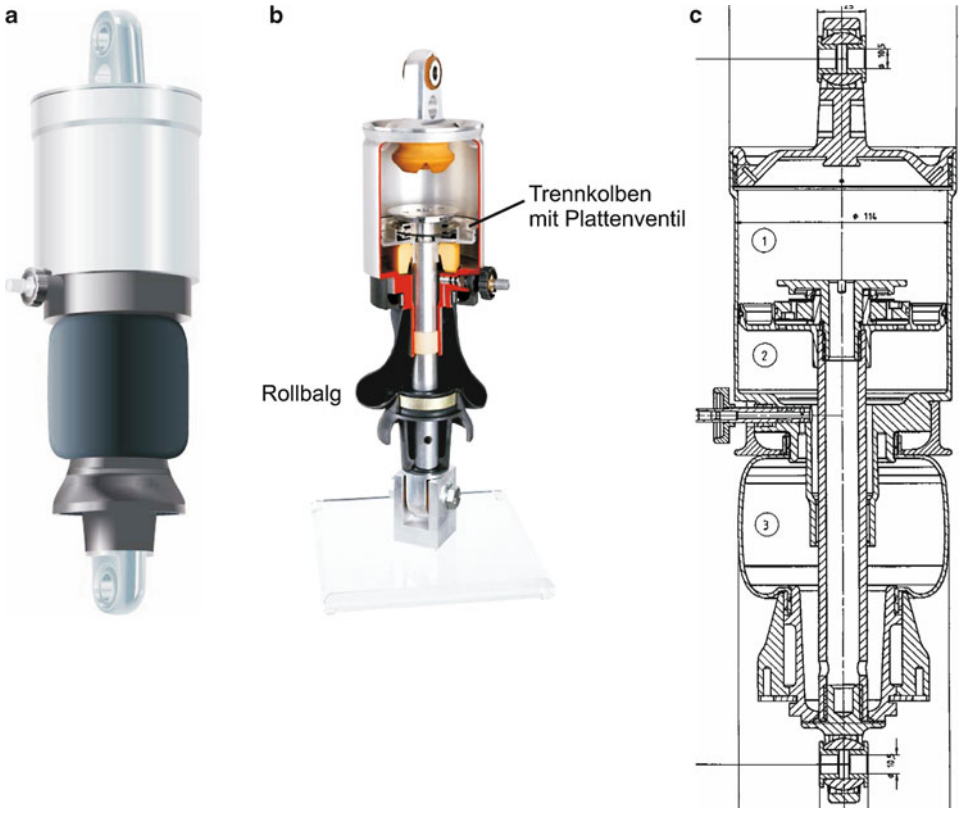


Abb. 8.74 Luft-Feder-Dämpfersystem (*BMW*)

Ein weiterer Vorteil der Einrohrbauart liegt in der unmittelbaren Kühlung des Dämpfers, während die Wärmeabfuhr aus dem Inneren des Zweirohrdämpfers durch das Mantelrohr erschwert wird.

Abb. 8.73 zeigt Prinzipbilder verschiedener Dämpferkonstruktionen und eine Ansicht. Eine Sonderbauform des Dämpfers stellt der Gasdruckdämpfer mit separatem Öl- und Gasreservoir dar, ganz rechts im Bild. Ursprünglich für Moto-Cross-Motorräder entwickelt, ist er heute weit verbreitet. Der vom eigentlichen Dämpfer abgetrennte Öl- und Gasbehälter erlaubt höhere Füllmengen, und die größere Behälteroberfläche ermöglicht eine wirksame Kühlung des Dämpferöls. Durch eine Regulierschraube im Überströmkanal des Öls kann das Dämpfungsverhalten beeinflusst und in gewissen Grenzen den Wünschen des Fahrers angepasst werden. Das große Luftvolumen dient nicht nur als Ausgleichvolumen für die Kolbenstange, sondern wirkt bei einigen Konstruktionen zugleich als unterstützende Luftfeder. Durch Variation der Luftmenge (Fülldruck) über ein Füllventil kann die Federkennlinie des Federbeins verändert werden.

Bei der konstruktiven Realisierung der Dämpfer gibt es vielfältige Detaillösungen. Meist finden sich Kombinationen der erläuterten Grundprinzipien, also Ringspalte kombiniert mit Bohrungen bzw. Ventilen. Die generellen Vor- und Nachteile von Einrohr- und Zwei-

rohrdämpfern halten sich die Waage, so dass kein System eindeutig bevorzugt werden kann. Grundsätzlich werden die Federungs- und Dämpfungsfunktionen in einem Bauteil kombiniert. Bei Federbeinen ist die Feder konzentrisch zum Dämpfer angeordnet.

Mit der von BMW Motorrad in 2005 eingeführten Luft-Feder-Dämpfersystem, das in 2005 mit der HP2 Enduro in Serie ging, Abb. 8.74. wurde Neuland betreten. Die grundlegenden Forschungen leistete Prof. Henning Gold (Fahrzeuglabor Bingen), der auch in die Entwicklung des Systems involviert war [8.4]. Das gemeinsam mit der Firma *CONTINENTAL Automotive* zur Serienreife entwickelte Federbein hat weder die übliche Stahlfeder noch einen hydraulisch Dämpfer; es arbeitet ausschließlich mit Luft. Dadurch reduziert sich das Systemgewicht gegenüber einem konventionellen Federbein um respektable 2,0 kg. Der komplette Gasfederdämpfer wiegt nur noch knapp 2,3 kg – entsprechend geringer fallen am Fahrzeug die ungefederten Massen aus.

Das Federbein besteht aus drei Druckkammern und einem Trennkolben, der analog zu hydraulischen Dämpfern mit einer Spaltdrossel und einer Bypassbohrung versehen ist. Die kompressible Luft in der oberen (1) und unteren Kammer (3) fungiert als Feder. Das Volumen der mittleren Kammer (2) ändert sich bei der Federbewegung. Es erfolgt ein Druckausgleich mit der oberen Kammer, indem Luft über ein doppelt wirkendes Plattenventil (Spaltdrossel) zwischen beiden Kammern überströmt. Abhängig vom Durchlasswiderstand dieses Plattenventils stellen sich die Dämpfungskräfte für die Federbewegung ein. Das System ist mit einem Rollbalg nach außen komplett abgedichtet und besitzt keine Kolbenstangendichtung. Damit ist dieses Federbein unempfindlich gegen Schmutz und arbeitet praktisch verschleißfrei.

Der große Vorteil liegt neben der Gewichtsersparnis in der Progressivität der Federung und in der frequenzselektiven Dämpfung aufgrund der temperaturabhängigen Viskositätsänderung der eingeschlossenen Luft. Für jeden Betriebszustand stellt sich wegen dieser physikalischen Eigenschaft von Luft automatisch die „richtige“ Dämpfung und Federkennung ein. Trotz dieser Vorteile konnte sich dieses System nicht wirklich durchsetzen. Gründe dürften das größere Bauvolumen sein und die Tatsache, dass nach längerer Stand- und Betriebszeit wegen unvermeidbarer Gasverluste immer wieder Luft nachgefüllt werden muss, was von Kunden nicht dauerhaft akzeptiert wird.

8.5.2 Elektronisch gesteuerte Voreinstellung für Federung und Dämpfung

Der erste Schritt zur Einführung von Elektronik im Fahrwerk waren elektrisch betätigte und elektronisch gesteuerte Verstellsysteme für Federung und Dämpfung. *BMW Motorrad* führte eine elektronisch angesteuerte Verstellung für die Federbasis (Federfußpunktverstellung) und eine in Stufen wählbare Dämpfercharakteristik mit der damals neuen K 1200 S im Juli 2004 erstmals bei einem Serienmotorrad ein. Dieses ESA (Electronic Suspension Adjustment) getaufte System erlaubt es, auf Knopfdruck die Zug- und Druckstufendämpfung auch während der Fahrt in drei Stufen („Komfort“, „Normal“, „Sport“) zu verstellen. Die Federbasis kann dem Beladungszustand angepasst werden, diese Verstellung funktioniert nur im Stand über einen Motor mit einem Schneckengetriebe. Für die Dämpferverstellung

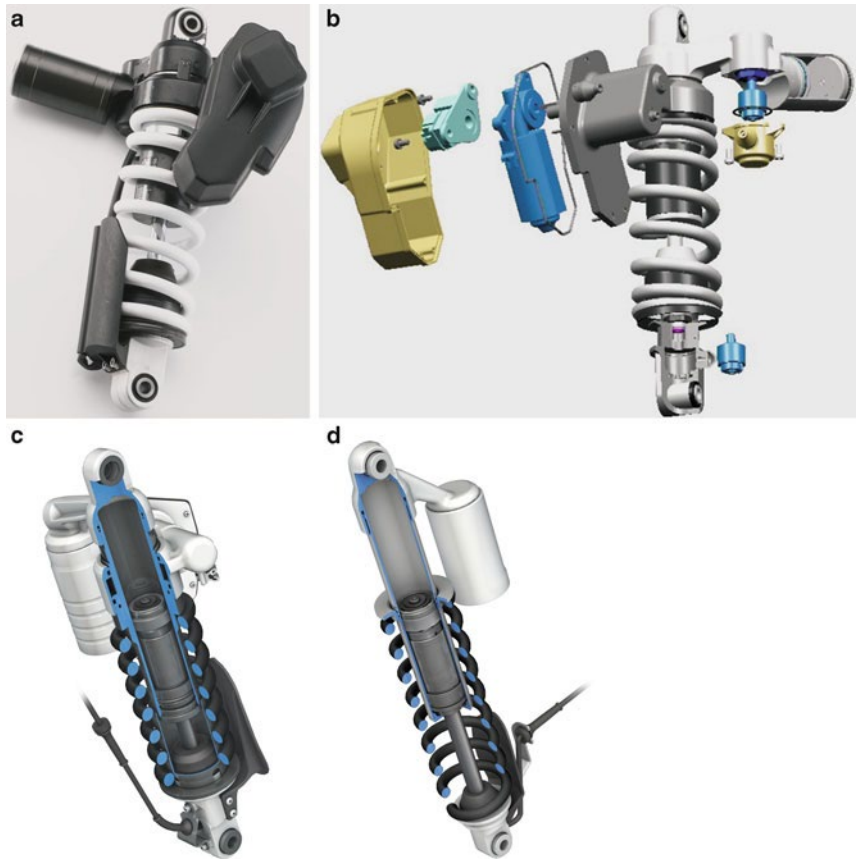


Abb. 8.75 BMW ESA-Systeme

wird ein Ringspalt im Dämpfer mittels einer konischen Nadel in mehreren Schritten verändert. Der Nadelhub wird über Schrittmotoren gesteuert. Abb. 8.75 zeigt das ESA-Federbein mit seinen Funktionselementen. Dieses System wurde im Laufe der Jahre weiterentwickelt zum ESA II mit erweiterten Anpassungsmöglichkeiten für Straße und Gelände.

8.5.3 Semi-aktive Dämpfungssysteme

Das im vorigen Kapitel vorgestellte passive Verstellsystem bietet bereits eine Auswahl einstellbarer Dämpfungshärten zur Anpassung an unterschiedliche Fahrbahnzustände je nach Fahrerwunsch. Der nächste logische Schritt in der Weiterentwicklung elektronischer Fahrwerkssysteme ist die fortlaufend und kontinuierlich veränderbare Dämpfungscharakteristik, die sich jederzeit und automatisch an die wechselnden Straßenverhältnisse und die aktuelle Fahrsituation anpasst sowie fahrzeugspezifische Parameter (Beladung, Reifen, etc.) berücksichtigt. Realisiert werden kann das mit einer stufenlosen, kontinuierlichen



Lässig Staub aufwirbeln.

Was immer hinter der nächsten Kurve auf Dich wartet: Auf ZF, Marktführer bei semi-aktiven Stoßdämpfern, ist Verlass. Automatische Zuladungsanpassung und Dämpfkraftregelung in Echtzeit machen das Motorradfahren einfacher und sicherer. Egal, in welches Terrain es Dich gerade zieht.

zf.com/motorcycle

Dämpfungsverstellung und einem elektronischen Regelungssystem. Ein solches System wurde 2013 unter dem Begriff *semi-aktives Fahrwerk* in die Serie eingeführt.

Führender Entwickler dieses CDC (Continuous Damping Control) benannten Systems ist der Technologiekonzern ZF Friedrichshafen AG[3]. Es wird derzeit von *BMW Motorrad* für Motorräder als *Dynamic ESA* und in der technologisch höchsten Ausbaustufe als *Dynamic Damping Control* (DDC) angeboten und auch von *DUCATI* und *APRILIA* für einige Serienmotorräder eingesetzt. ZF entwickelt und liefert die Hardware und die modular aufgebaute Software für die Regelung. Jeder Motorradhersteller verfolgt allerdings seinen eigenen individuellen Ansatz für die Architektur des Regelungssystems und der Regelstrategie, so dass letztlich die Charakteristika der Dämpfungseingriffe herstellerindividuell unterschiedlich sind.

Kern eines solchen Systems ist ein verstellbarer Dämpfereinsatz mit einem integrierten elektro-mechanischen Ventil, bei dem über eine elektronische Ansteuerung der Durchfluss des Dämpferöls stufenlos variiert werden kann. Statt einer starren Dämpfer-Kennlinie stellt das System damit ein ganzes Dämpferkennfeld für beliebig einstellbare Dämpfungscharakteristika zur Verfügung. Sensoren, die Fahrzustand, Fahrzeugparameter (u. a. Beladung, Reifen) und Fahrbahnbeschaffenheit erfassen, liefern die Signale, anhand derer die Regelelektronik automatisch die jeweils optimalen Dämpfungswerte einstellt. Die Verstellung erfolgt innerhalb von Sekundenbruchteilen und die Dämpfungshärte wird während der gesamten Fahrt fortlaufend an die wechselnden Fahrsituationen angepasst. Es werden jeweils nur die Dämpfungskräfte entgegengesetzt zur Bewegungsrichtung des Rades beeinflusst (*semi-aktiv*), daher sind die Stellkräfte klein und es wird nur wenig Energie zur Verstellung benötigt. Die Verstelldämpfer können auch mit elektrohydraulischer Federbasisverstellung (vgl. voriges Kapitel) kombiniert eingesetzt werden, man spricht dann von *hybriden Fahrwerken*.

Semi-aktive Systeme unterscheiden sich deutlich von *aktiven* Systemen, wie sie teilweise im PKW eingesetzt werden (z. B. ABC-System von ZF). Diese erzeugen aktiv Zusatzkräfte und ermöglichen damit eine freie Kraftstellung zwischen Aufbau und Rad mit erweiterten Möglichkeiten zur Beruhigung und Lageregelung des Aufbaus. Wegen ihres großen Energie- und Platzbedarfs sind sie für Motorräder weniger geeignet und werden nicht eingesetzt.

Die wesentlichen Komponenten eines semiaktiven Motorradfahrwerks sind die verstellbaren Dämpfer an der Telegabel und im Federbein hinten. Diese Stellglieder sind in einem elektromechanischem Regelverbund aus Sensoren und einem Steuergerät (das die Software mit den Regelalgorithmen enthält) zusammengeschaltet, Abb. 8.76.

---

[3] Dieses Kapitel entstand unter der federführenden Mitautorenschaft von Herrn *Burhard Bender* von der Fa. ZF Friedrichshafen, der für diesen Abschnitt die wesentlichen Inhalte der technischen Systembeschreibungen mit den Abbildungen und die Erläuterung der Funktionsgrundlagen erarbeitet und zur Verfügung gestellt hat. An dieser Stelle sei Herrn Bender für die engagierte Mitarbeit und die Bereitschaft, sein Wissen zur Verfügung zu stellen, ganz herzlich gedankt. Der Dank von Autor und Verlag gilt auch dem Unternehmen ZF für die Unterstützung dieser neuen Buchauflage und Frau Corinna Tews für die perfekte Koordinierung der Zusammenarbeit.

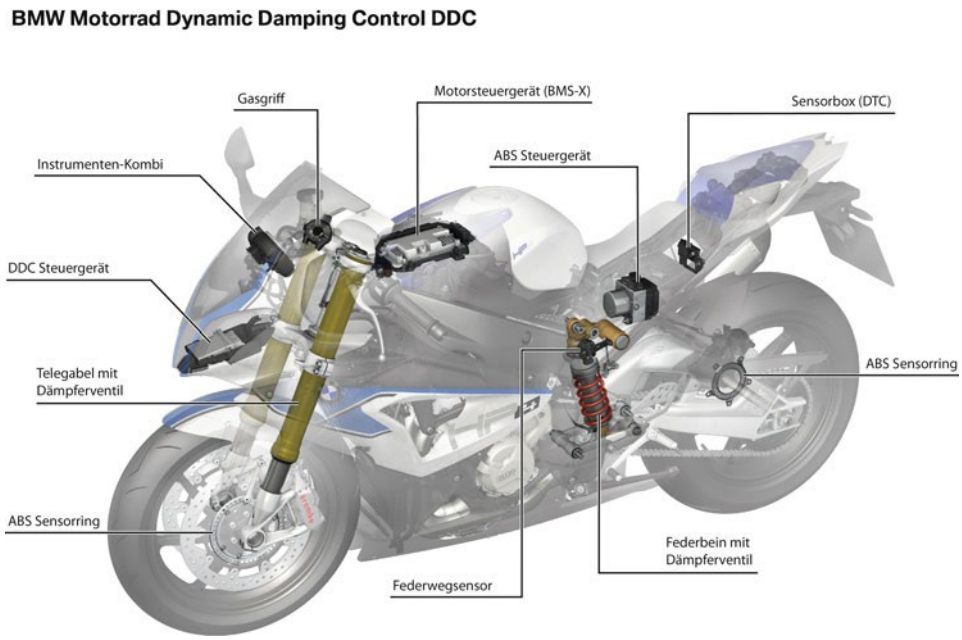


Abb. 8.76 Systemkomponenten des semi-aktiven Fahrwerks (BMW DDC/ZFCDC) im Verbund mit der Fahrzeugsensorik bei der BMW HP4

Mechanisches Herzstück der kontinuierlich und variabel stellbaren Dämpfer ist das elektromechanische *Proportionalventil*, das beim Motorrad aus Bauraumgründen innerhalb des Dämpfers angeordnet ist (CDCi), Abb. 8.77.

Der bewegliche Ventileinsatz verengt oder erweitert den Strömungsquerschnitt für das Dämpferöl. Der Ventilhub ist dabei proportional zum Stromwert. Die Verengung hat eine straffe, die Querschnittserweiterung eine komfortabel-weiche Dämpfereinstellung zur Folge. Abhängig vom Algorithmus, der die Ventileinstellung und damit den Öldurchfluss regelt, kann das Proportionalventil bei identischen Dämpfergeschwindigkeiten (Kolbenstange zu Dämpferrohr) mit vielen unterschiedlichen Dämpfkräften reagieren.

Daraus ergibt sich für die Festlegung der Dämpfkräfte in der Praxis ein ganzes Kennfeld, Abb. 8.78, innerhalb dessen die Regelsoftware agieren und beliebige Dämpfungscharakteristiken einstellen kann.

Beim konventioneller Dämpfer hingegen steht mit der einmal gewählten Grundeinstellung nur mehr eine starre Kennlinie zur Verfügung. Damit kann sich der konventionelle Dämpfer nicht auf sich verändernde Randbedingungen, wie zum Beispiel unterschiedliche Fahrbahnbeläge, Fahrzeugparameter (Beladung) oder das Fahrmanöver reagieren. Aus diesem Vorteil ergeben sich die Freiheitsgrade für die Programmierung der Regelalgorithmen.

Eingang in die Regelung finden die Signale unterschiedlicher Sensoren. Diese detektieren Beschleunigungen des Aufbaus in unterschiedlicher Frequenz und in unterschiedliche

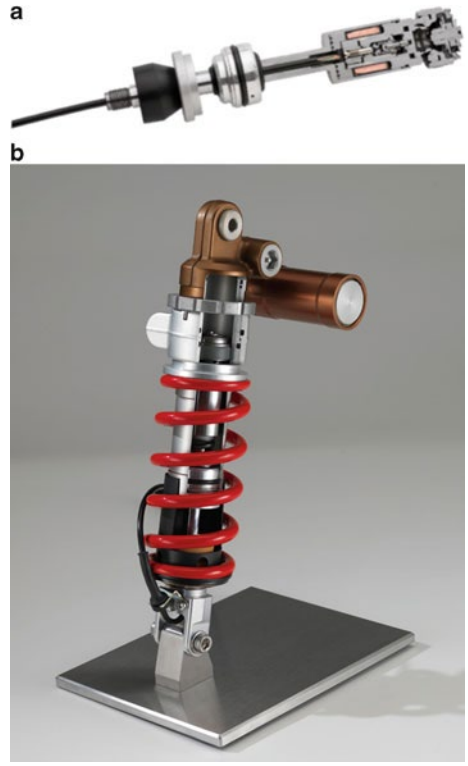


Abb. 8.77 Proportionalventil und zugehöriges hinteres Federbein (BMW HP4)

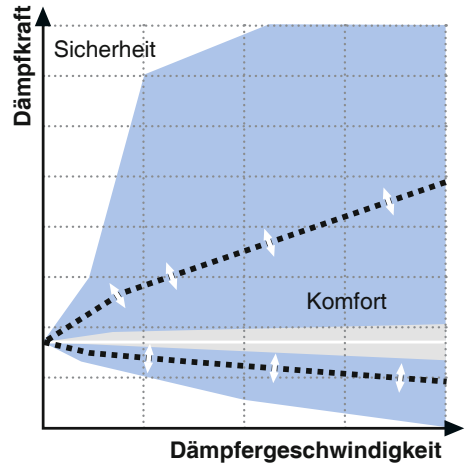


Abb. 8.78 Beispiel für ein Dämpfungskennfeld eines CDC-Schwingungsdämpfers

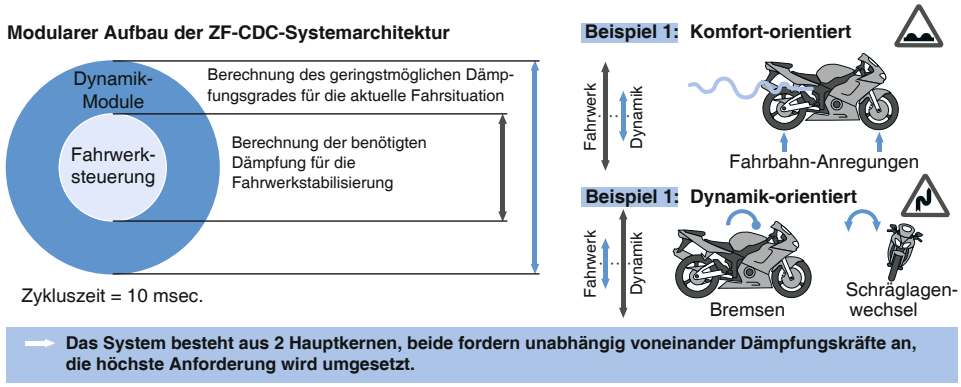


Abb. 8.79 Grundstruktur der Regelungssoftware des CDC-Systems

Richtung und liefern damit die wesentlichen Informationen zur jeweiligen Fahrsituation (Radlastwechsel, Schräglage, Fahrbahnbeschaffenheit, Fahrgeschwindigkeit etc.).

Je nach Systemlayout kommen die Sensor-Signale von den integrierten Sensoreinheiten der CDC-Steuerbox; es können aber auch die Daten der externen Fahrzeugsensoren, die auf dem CAN-Bus liegen, ausgewertet werden. Die integrierten Sensoreinheiten des CDC-Systems liefern Informationen über Vertikal-beschleunigungen, Pitchen, Schräglagenwert und Schräglagenwechsel. Auf dem Fahrzeug-CAN-Bus stehen je nach Fahrzeugausstattung weitere Informationen, z. B. Drosselklappenöffnung, Geschwindigkeit, Bremsdruck und gegebenenfalls auch Signale aus der Fahrdynamikregelung wie Beschleunigungen um die Fahrzeug-Hauptachsen, Schräglagen etc. zur Verfügung.

Diese Rohdaten werden im Steuergerät zunächst konditioniert nach Vertikalbewegungen, Zustand der Fahrbahn, Längsdynamik, Querdynamik und Beladungszustand. Unter Berücksichtigung der eingestellten Fahrmodi sowie eines so genannten Priorisierungsentscheiders (siehe weiter unten) werden dann die für Fahrkomfort und Fahrsicherheit jeweils optimalen Stromwerte angefordert, die letztlich die Stellung des Proportionalventils und damit die Dämpfung bestimmen.

Bereits die Qualität der Sensordaten bzw. ihre Auswertung ist für die Funktionalität des Gesamtsystems wesentlich. Um dessen Komplexität überschaubar zu halten, die Fehleranfälligkeit zu minimieren und nicht zuletzt den Montageaufwand zu senken, geht der Trend künftig in Richtung eines in die Steuerbox integrierten Sensorfeldes.

In der Regelungssoftware, den Regelalgorithmen („Berechnungsvorschriften“) und in der Regelungsstrategie liegt ein wesentlicher Teil des Know-hows sowohl des Systemlieferanten ZF als auch der jeweiligen Fahrzeughersteller, die das System für ihre Motorräder nutzen. Grundsätzlich ist die Software modular aufgebaut, sie enthält als Kern einen *Aufbauregler*, der die notwendige Dämpfung für die Aufbau-Stabilisierung errechnet und verschiedene zuschaltbare Bausteine, die so genannten *Dynamikmodule*, die für die Regelung der Dämpfung in den verschiedenen Fahrsituationen zuständig sind. Sie werden weiter unten in ihren Grundfunktionen erläutert. Abb. 8.79 illustriert schematisch die Struktur der

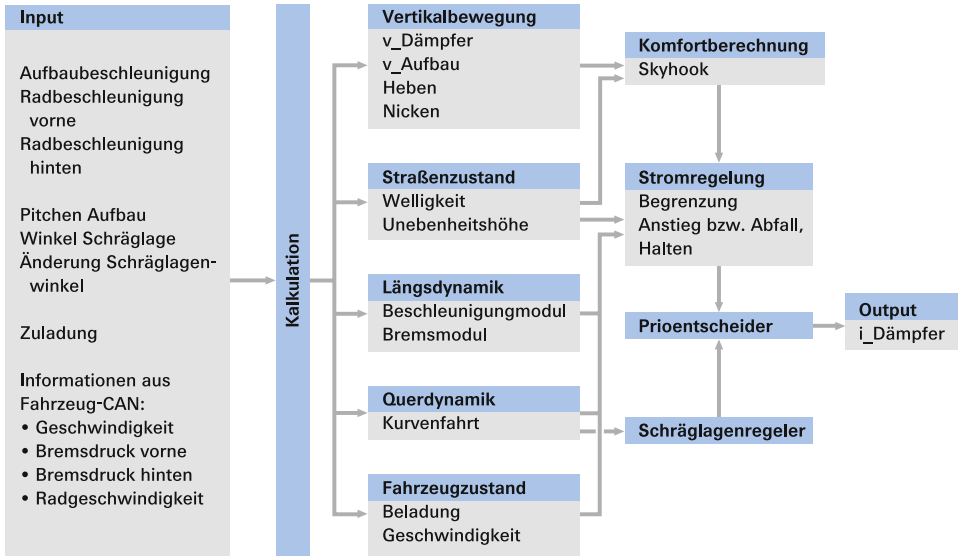


Abb. 8.80 Blockschaltbild der Signalverarbeitung im CDC-System

Software. Eine Regelstrategie legt fest, nach welchen übergreifenden Kriterien die unterschiedlichen Module priorisiert werden; die Regelstrategie unterscheidet sich zwischen den Herstellern und prägt dem Gesamtsystem seine individuelle Charakteristik auf.

Es wird auch zwischen Regelstrategien für Enduro, Tourer und Sportler unterschieden, denn diese Fahrzeuge haben unterschiedliche Anforderungen. So wird beispielsweise einem Sportler eine höhere Priorität für Dynamik und Reifenhaftung in der Regelung eingeräumt, während für einen Tourer eher Komfortaspekte im Vordergrund stehen. Zusätzlich können zur weiteren Modifikation und Priorisierung sogenannte Fahr-Modes gewählt werden. Beispiele hierfür sind Komfort-Mode, Sport-Mode, Enduro-Mode, Race-Mode. Auch der Beladungszustand kann manuell gewählt oder mittels Federwegsensor und speziellem Algorithmus automatisch geregelt werden. Abb. 8.80 zeigt als Blockschaltbild die wesentlichen Elemente der Signalverarbeitung und Verknüpfungen in der Software.

Eine genauere Beschreibung der Regelungsabläufe, Regelalgorithmen („Berechnungsvorschriften“) und der Regelungsstrategien würde zu weit über den Rahmen eines Grundlagenbuchs hinausgehen. Zudem gehören diese Details zum schützenswerten Know-how sowohl des Systemlieferanten als auch der Motorradhersteller und werden auch für ein Fachbuch aus Geheimhaltungsgründen nicht preisgegeben. Die zudem notwendige, tiefere Kenntnis der Regelungstechnik kann für die meisten Leser nicht vorausgesetzt werden. Die nachfolgende allgemeine Beschreibung der Grundprinzipien der Regelung für ein semiaktives Fahrwerk und die verschiedenen Regelungsmodule wird hoffentlich dennoch die Mehrzahl der Leser zufriedenstellen.

Es gibt bei Motorrädern – wie bei allen Fahrzeugen – einen Zielkonflikt bei der Dämpfungsabstimmung zwischen *Fahrkomfort* und *Reifenhaftung*; gute Reifenhaftung ist gleich-

Abb. 8.81 Skyhook Regelprinzip

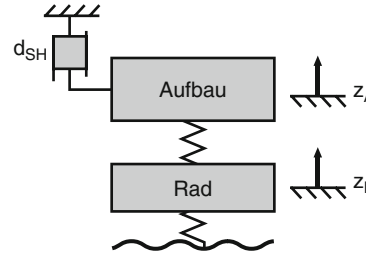
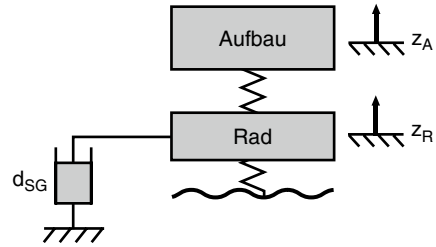


Abb. 8.82 Groundhook Regelprinzip



bedeutend mit hoher Fahrsicherheit. Messbares Beurteilungskriterium ist stets die Beschleunigung, die an den entsprechenden Bauteilen auftritt und Ziel der Regelung und für die Dämpfungskräfte ist es, die jeweilige Bauteilbeschleunigung klein zu halten und zu optimieren. Da durch einen Dämpfer nur Kräfte entgegen der Bewegungsrichtung erzeugt werden können (also keine aktiven Zusatzkräfte), werden nur jene Kräfte durch den semiaktiven Dämpfer realisiert, die innerhalb seines Einstellbereichs liegen.

Für optimalen *Komfort* und beste „Isolation" der Motorradbesatzung von den Straßenunebenheiten, sollte die *Vertikalbeschleunigung* des *Aufbaus* möglichst gering bleiben. Der theoretische Idealzustand ist ein „Schweben" des Fahrzeugs in konstantem horizontalen Abstand von der Fahrbahn, bei dem lediglich die Räder den Fahrbahnunebenheiten folgen, der Aufbau aber keinerlei Vertikalbewegungen zeigt.

Für maximale *Reifenhaftung* und Fahrsicherheit hingegen, ist die vertikale *Radbeschleunigung* das entscheidende Kriterium. Ziel ist es, die dynamischen Radlast*schwankungen* klein zu halten, um maximale Reifenhaftung zu gewährleisten.

Neben dem vertikalen Hub müssen bei der Regelung auch die weiteren Fahrzeug-Bewegungen wie Nicken, Gieren und das Wanken bei Schräglagenwechsel berücksichtigt werden, dazu sind zusätzliche Regler erforderlich. Als *Regler* im Sinne dieser Ausführungen sind Softwaremodule in der Steuerelektronik zu verstehen, die auf der Basis von mathematischen Funktionen („Algorithmen") abhängig von den Sensor-Eingangsgrößen auf die gewünschten Zielwerte für die Dämpfung regeln. Physisch wird letztlich von der Elektronik ein elektrischer Strom als Ausgangssignal an die elektromechanischen Dämpfungsventile geliefert, die sich proportional dazu verstellen.

Das Regelungsmodell für den Komfort ist der so genannte *Skyhook*-Regler („Himmelshaken“). Ihm liegt die Vorstellung zugrunde, dass der Fahrzeugaufbau über einen *virtuellen Dämpfer* mit einem festen Schienensystem oberhalb des Fahrzeugs („im Himmel“) verbunden ist und dieser Dämpfer so ausgelegt wird, dass der Fahrzeugaufbau möglichst in völliger Ruhe und unabhängig von den Straßenunebenheiten bleibt. Abb. 8.81 zeigt dieses Prinzip.

Der real verbaute Dämpfer muss jetzt so ausgelegt (verstellt) werden, dass sich (mathematisch im Rechenmodell) im virtuellen („Himmels-“) Dämpfer die gewünschten Kräfte einstellen, für die der Aufbau „in Ruhe“ bleibt.

Da der Skyhook-Regler im Wesentlichen auf eine Beruhigung des Aufbaus abzielt, ist er als alleiniger Regler für alle Fahrzustände nicht zielführend. Für die *Radkräfte* und die Optimierung der *Reifenhaftung* muss ein zusätzlicher Regler eingesetzt werden. Dieser Regler arbeitet nach dem *Groundhook-Prinzip*, Abb. 8.82.

Die Groundhook-Regelung verfolgt einen dem Skyhook-Regler vergleichbaren Ansatz, nur wird hier ein virtueller Dämpfer zwischen dem *Rad* und der *Straße* vorgesehen. Regelungsziel ist jetzt eine Dämpfung, die *Radlastschwankungen* minimiert. Auch hier kann über die Bewegungsgleichungen und Berechnungen für den virtuellen Dämpfers die notwendige Einstellung für den realen Dämpfer ermittelt werden.

Welcher der beiden Regler bevorzugt wird, hängt von der Fahrsituation und weiteren Parametern ab. Damit sind die Möglichkeiten des CDC-Systems jedoch noch nicht ausgeschöpft. Zur Optimierung der Dämpfung in spezifischen Fahrsituationen sind als weitere Reglerbausteine so genannte *Dynamikmodule* integriert. Diese können durch den modularen Aufbau der Software situationsbezogen und herstellerspezifisch aktiviert werden. Ihre grundsätzlichen Funktionen und Wirkungen für typische Fahrsituationen sind nachfolgend beschrieben.

Beschleunigung

Die dynamische Zusatzbelastung des Hinterrads aufgrund der Beschleunigung verbessert die Antriebskraftübertragung. Die damit einhergehende Nickbewegung mit Ausfedern des Vorderrads ist wegen der Veränderung der Fahrwerksgeometrie aber weniger erwünscht, denn sie kann zu Lasten des Lenkverhaltens und Zielgenauigkeit führen. Die Dämpfungsregelung dieses Fahrzustands übernimmt das Beschleunigungsmodul. Es sorgt mit seinen speziellen Algorithmen für die richtige Balance zwischen einer harten Dämpfung, die das Ausmaß der Nickbewegung begrenzen kann, und der Optimierung der Traktion.

Bremsen

Beim Bremsen kommt es bekanntermaßen zu dynamischen Radlastverlagerung auf das Vorderrad. Das Augenmerk ist hier die Voll- bzw. Panikbremsung, bei der die Vorderfront bei der Telegabel mit konventioneller Dämpfung sofort und tief eintaucht. Das Bremsmodul sorgt hier durch eine gezielte Verhärtung der Dämpfung in der Telegabel für eine kontrolliere Nickbewegung des Motorrads. Die physikalisch bedingten Radlastverlagerungen können durch die Dämpfungscharakteristik zwar nicht beeinflusst werden, wohl aber aus der Dynamik des Bremsvorgangs angeregte Schwingungsbewegungen der Räder, die zu

unerwünschten überlagerten Radlastschwankungen führen. Eine optimale und kontinuierliche Dämpfungsregelung während des gesamten Bremsvorgangs und insbesondere während eines ABS-Eingriffs mit Bremsdruckmodulation (aus der Radlastschwankungen resultieren) verbessert die Reifenhaftung und trägt zur Verkürzung des Bremswegs bei. Ein semi-aktives Fahrwerk bildet damit eine ideale Kombination mit einem ABS.

Konstante Schräglage
Auch bei konstanter Schräglage können je nach Fahrzeug-Geometrieauslegung und Fahrerposition und -Bewegung (Schwerpunktverschiebung, Sitzposition, Radbelastung) Radlastschwankungen auftreten. Eine individuelle fortlaufende Anpassung der Dämpfung an Vorderrad und Hinterrad kann dem entgegenwirken und die Reifenhaftung verbessern.

Schräglagenwechsel
Beim Schräglagenwechsel kommt es zu Aufbaubewegungen, die über eine spezielle Dämpfungsregelung minimiert werden können. Die Radlast schwankt ebenfalls aufgrund der wechselnden Beschleunigungen. Je nach Dynamik des Schräglagenwechsels, der Lenkimpulse, der Fahrerbewegungen und eventueller Änderungen der Kurvenradien können komplexe Kraftwirkungen entstehen, mit Rückwirkungen auf die Radlast. Eine Dämpfungsregelung auf optimale Reifenaufstandskräfte verbessert bei diesem Fahrmanöver signifikant die Zielgenauigkeit und die Fahrpräzision und kann gerade auch beim Rennstreckeneinsatz die Rundenzeiten verbessern.

Highsider
Der so genannte highsider ist in seinem Mechanismus im Kap. 11 beschrieben. Verkürzt dargestellt kommt es zum highsider, wenn der Fahrer versucht, sein seitlich (vornehmlich am Hinterrad) wegrutschendes Motorrad durch Gaswegnehmen und Aufrichten abzufangen. Durch das Aufrichten entspannt sich die Federung schlagartig und katapultiert den Fahrer vom Motorrad. Eine frühzeitige Detektion dieses Fahrmanövers und der resultierenden Fahrzeugbewegung durch die Sensorik und eine sofortiger gezielte Verhärtung der Zugstufendämpfung, kann den Kraftimpuls aus der Entspannung der Federung „zeitlich dehnen“ und so die Situation deutlich entschärfen und beherrschbarer machen.

Beladungszustand
Die Regelungsparametrierung wird auf die Beladungszustände angepasst. Die Anpassung kann manuell über eine Auswahlfunktion für den Fahrer erfolgen, oder automatisch über die sensorische Erfassung des Einfederwegs.

Priorisierungsentscheider
Wie zuvor dargelegt bietet ein semi-aktives Fahrwerk verschiedenste Regelungsmodalitäten mit Zielrichtung auf spezifische Situationen und Bedingungen. Dabei treten durchaus widersprüchliche Anforderungen und Zielkonflikte auf. Eine Regelstrategie muss in der Lage sein, diese aufzulösen und sich situationsbedingt für die „richtige/optimale“ Dämpfungsauslegung zu entscheiden. Das Regelungsmodul hierfür ist der so genannte *Priorisierungsentscheider*, der aufgrund der vom Fahrzeughersteller vorgegebenen Parametern

das jeweils passende Modul aktiviert. Oberstes Ziel ist dabei immer die Realisierung der höchstmöglichen Fahrsicherheit. So wird beispielsweise im Falle einer Panikbremsung immer auf radstabilisierende Module geschaltet.

Aus den vorstehend erläuterten Funktionen wird zusammengefasst deutlich, dass ein semi-aktives Fahrwerk einen immensen Sicherheitsgewinn darstellt und eine signifikante Verbesserung des Fahrkomforts bietet, der mit konventionellen Dämpfersystemen so nicht erreichbar ist. Motorräder zwingen wegen ihrer großen Schwankungsbreite zwischen Leergewicht, normaler Zuladung und Soziusbetrieb einerseits und den sehr ausgeprägten dynamischen Radlastverschiebungen beim Bremsen, Beschleunigen und bei Kurvenschräglage andererseits stets zu einer Kompromiss behafteten Auslegung bei konventionellen Feder-Dämpfer-Systeme.

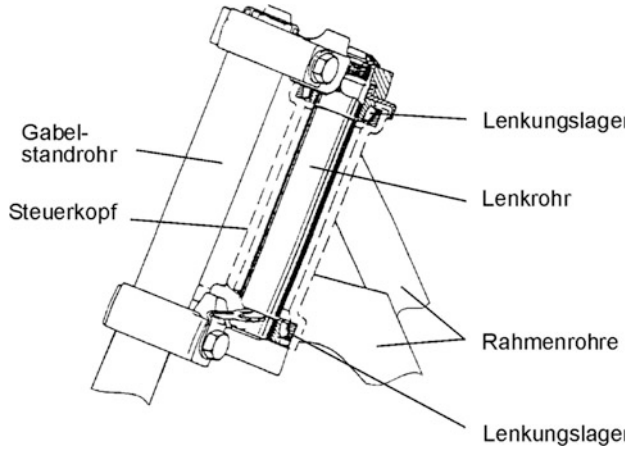
Ein semi-aktives Fahrwerk auf Basis des CDC-Systems hebt diesen Zielkonflikt zwischen einer harten (jedoch unter dynamischen Gesichtspunkten optimalen) und einer weichen (jedoch unter Komfortaspekten günstigen) Dämpfungscharakteristik auf. Schwingungen des Aufbaus, wie sie bei der Fahrt über schlechten Fahrbahnbelag entstehen, können viel effektiver als bei konventionellen Dämpfern ausgeglichen werden (Komfort). Die variable Dämpfung sorgt für einen besseren Fahrbahnkontakt, die Reifenaufstandsfläche bleibt konstanter, daher steigt die Sicherheit beim Bremsen, Beschleunigen und in Schräglage. Ein zu starkes Eintauchen über die Vordergabel beim Bremsen lässt sich wirkungsvoll verbessern, ohne die Nachteile der bisherigen über Bremsdruck gesteuerten Anti-Dive-Funktionen (vgl. Abschn. 8.4.1). Nicht zuletzt stellt CDC die Dämpfkräfte auf jede Zuladung ein: Motorradfahrer müssen also nicht – wie bei einigen Motorradmodellen mit konventioneller Dämpfung möglich – das Fahrwerk vor einem längeren Sozius-Einsatz manuell justieren.

8.6 Lenkung

Die Lenkung beim Motorrad unterscheidet sich wegen seiner grundsätzlich abweichenden Fahrdynamik und Stabilisierung deutlich von der Lenkung zweispuriger Fahrzeuge (Automobil). Eine Lenkbewegung im eigentlichen Sinn mit großen Lenkwinkeln findet nur beim Rangieren statt. Im Fahrbetrieb bewegen sich die Lenkwinkel selbst bei Kurvenfahrt im Bereich von wenigen Grad. Dementsprechend muss die Lenkung des Motorrades äußerst präzise und feinfühlig um die Mittellage sein. Besonders bei Geradeausfahrt ist dies von großer Wichtigkeit, weil die Stabilisierung hier durch kleinste, unbewusst eingeleitete Lenkwinkelausschläge erfolgt (vgl. dazu auch Kap. 10). Die Aufgaben und Anforderungen an die Motorradlenkung können folgendermaßen charakterisiert werden:

Aufgaben	*Anforderungen*
Lenkwinkelinformation	Steifigkeit
Lenkmomentinformation	Spielfreiheit
Steuereingaben des Fahrers	Reibungsarmut
	Niedriges Trägheitsmoment

Abb. 8.83 Steuerkopflenkung



Grundsätzlich ist die Bauart der Lenkung eng verknüpft mit dem System der Vorderradführung. Drei Bauprinzipien finden heutzutage Anwendung, die Steuerkopflenkung, die Achsschenkellenkung und die Radnabenlenkung.

8.6.1 Steuerkopflenkung

Die Steuerkopflenkung ist die älteste und am weitesten verbreitete Bauart der Motorradlenkung. Bei dieser Konstruktion ist die gesamte Vorderradführung drehbar um eine feste Achse im Rahmen gelagert, und die Lenkbewegung wird direkt über eine Lenkstange auf die Radaufhängung übertragen, Abb. 8.83. Da nicht nur das Rad, sondern auch die Radaufhängung mit bewegt wird, ist das Massenträgheitsmoment um die Lenkachse bei dieser Lenkung relativ groß.

Dies ist der einzige Nachteil der Steuerkopflenkung, die ansonsten alle Anforderungen sehr gut erfüllt und sich zudem durch ihre Einfachheit auszeichnet und eine kostengünstige Lösung darstellt. Ihre Funktionsgüte hängt von der Lenkungslagerung ab, die für schnelle Motorräder mit Kegelrollenlagern ausgeführt werden sollte, weil nur diese sich exakt und spielfrei einstellen lassen, ihre Einstellung über lange Zeit konstant halten und eine ausreichende Belastbarkeit aufweisen. Da die gesamten Kräfte vom Vorderrad über die Lenkungslager in den Rahmen eingeleitet werden, ist auf eine ausreichende Dimensionierung der Lagerung (Lagerdurchmesser und Lagerabstand) zu achten.

Ebenfalls eine Steuerkopflenkung stellt die Lenkung dar, wie sie *BMW* zusammen mit dem Vorderradführungssystem *Telelever* verwendet (Abb. 8.34, Abschn. 8.4). Der Unterschied liegt lediglich darin, dass hier Kugelgelenke als Lenkungslager verwendet werden und dass das untere Lenkungslager nicht rahmenfest ist, sondern beweglich am Längslenker geführt wird.

8.6.2 Achsschenkellenkung

Die Achsschenkellenkung wurde in der 1990er-Jahren von *YAMAHA* zur Serienreife entwickelt und vorgestellt, Abb. 8.84.

Das Rad schwenkt um eine Achse, die von der Verbindungsgeraden der zwei Kugelgelenke gebildet wird, mit denen der Radträger (Achsschenkel) verbunden ist. Die Lenkbewegung selbst wird vom Lenker über ein Lenkrohr direkt auf den Achsschenkel übertragen.

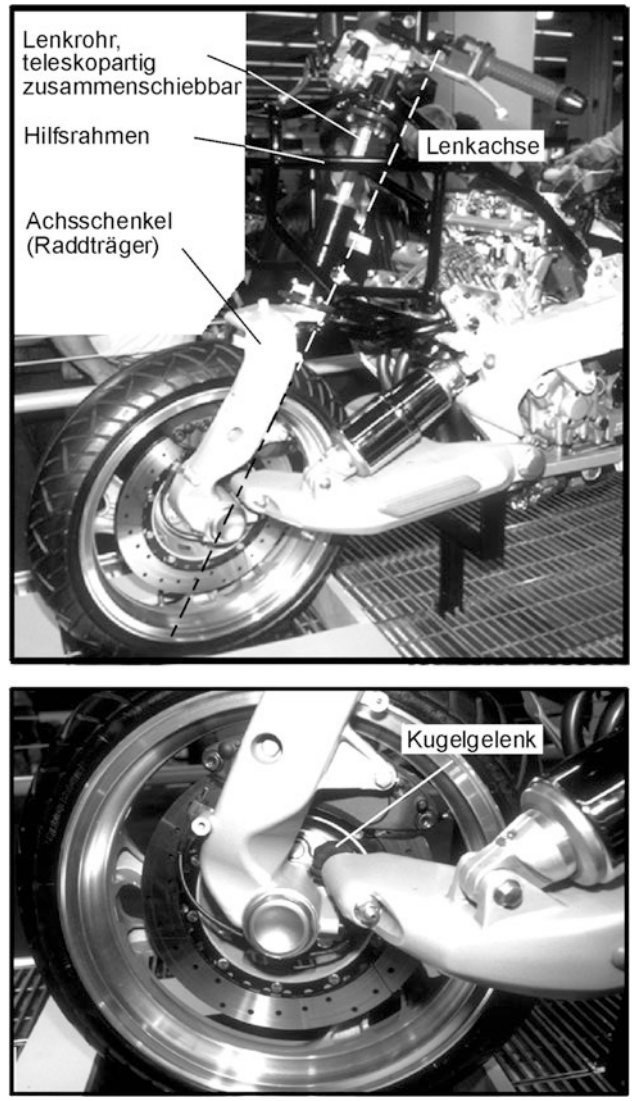
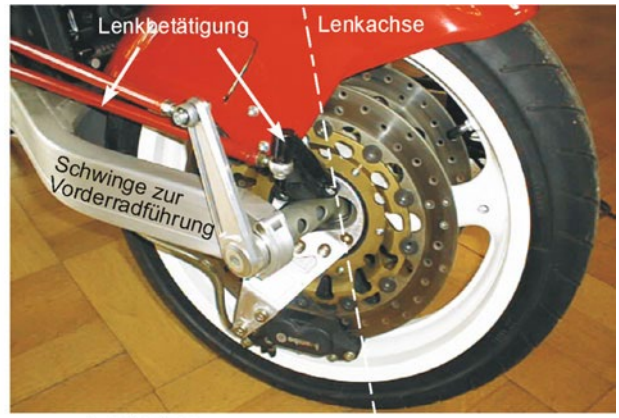


Abb. 8.84 Achsschenkellenkung



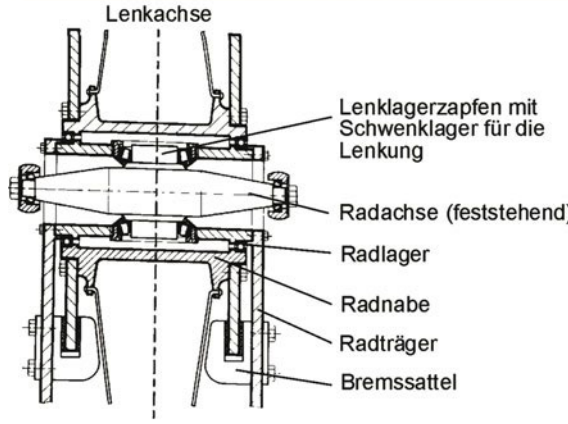


Abb. 8.85 Diffazio-Radnabenlenkung

Das Rad dreht beim Lenkvorgang um den Lenklagerzapfen, der fest mit der Radachse verbunden ist. Das Rad wird über einen Hebel, der am Radträger angreift um die Lenkachse geschwenkt.

Durch die längsverschiebliche Ausbildung des Lenkrohres wird dabei die Lenkbetätigung von der Radhubbewegung entkoppelt.

Der Vorteil dieser Konstruktion liegt in der Radführung, wie im Abschn. 8.4 erläutert, und weniger in der Lenkung. Diese ist aufgrund der notwendigen Hubentkoppelung, die spielfrei aber gleichzeitig leichtgängig sein muss, aufwändig und teuer. Zudem werden die Gelenke aufgrund ihrer radnahen Position leichter von Schmutz beaufschlagt, was eine gute Kapselung erfordert, wenn Verschleißfreiheit erzielt werden soll. Der mögliche Lenkeinschlag ist deutlich kleiner als bei der Steuerkopflenkung, was zwar im Fahrbetrieb bedeutungslos, beim Rangieren jedoch zumindest lästig ist. Ein Vorteil der Achsschenkellenkung ist allerdings das sehr geringe Trägheitsmoment um die Lenkachse. Es schwenken nur das Rad und der Achsschenkel um die Lenkachse, nicht aber die gesamte Radaufhängung wie bei der Steuerkopflenkung.

8.6.3 Radnabenlenkung

Die ungewöhnlichste Lenkungsbauart stellt sicherlich die Radnabenlenkung dar, auch als *Diffazio-Lenkung* bezeichnet, Abb. 8.85. Diese Lenkung kann im weiteren Sinne zur Gruppe der Achsschenkellenkungen gezählt werden, weil das Rad ebenfalls an einem Radträger befestigt ist, der um eine Drehachse (Lenkachse) geschwenkt wird. Die Lenkachse befindet sich allerdings bei dieser Lenkungsbauart in der Radmitte. In der Schnittdarstellung wird das Funktionsprinzip deutlich.

Das Rad dreht sich in Umfangsrichtung auf zwei Radlagern, die auf dem Radträger angeordnet sind. Der Radträger selbst ist in Radmitte wiederum auf zwei Kegelrollenlagern gelagert, die auf einer festen Radachse sitzen, die ihrerseits mit den beiden Längslenkern der Radführung (geschobene Schwinge) verbunden sind. Durch die Kegelrollenlagerung wird ein Lenkeinschlag des Rades ermöglicht, die Lenkachse ist die Verbindungsgerade der beiden Lager in der Radmitte.

Gebaut wurde diese Lenkung in exklusiver Kleinstserie von der Firma *BIMOTA*, so dass über die Funktionsgüte der Lenkung allgemein zugängliche Erfahrungen nicht vorliegen. Jede Beurteilung kann daher nur vorläufiger Natur sein. Nachteilig ist sicherlich die aufwändige, indirekte Lenkbetätigung, die über ein Gelenkparallelogramm erfolgt. Dieses muss spielfrei und sehr steif ausgeführt werden, um ein präzises Lenkgefühl zu gewährleisten. Der Lenkeinschlag ist noch kleiner als bei der konventionellen Achsschenkellenkung, dafür allerdings erlaubt diese Konstruktion die Anbringung zweier Bremsscheiben. Es kann angenommen werden, dass die Lenkungslager in Radmitte Probleme mit Verschmutzung und Verschleiß aufwerfen, konkrete Hinweise und Erfahrungen liegen dem Autor aber nicht vor. Das Massenträgheitsmoment um die Lenkachse dürfte deutlich niedriger als bei der Steuerkopflenkung liegen, weil der Abstand der Drehmassen von der Lenkachse klein ist. Allein wegen des Aufwands dieser Konstruktion bleibt diese Lenkungsbauart eine exotische Ausnahme und ist nicht geeignet für größere Serien. Offenkundige Vorteile sind aus Sicht des Autors nicht zu erkennen.

8.7 Bremsen

Die Leistungsfähigkeit der Motorradbremsen hat sich in den letzten Jahren enorm erhöht und wurde den gestiegenen Fahrleistungen überproportional angepasst. Damit wurde ein großer Beitrag zu mehr Sicherheit geleistet. Zunächst sollen einige grundlegende physikalische Zusammenhänge bei der Bremsung betrachtet werden, bevor auf ausgeführte Konstruktionen eingegangen wird. ABS-Systeme und Grundlagen der Bremsenregelung werden im eigenen Kap. 11 behandelt.

8.7.1 Physikalische Zusammenhänge bei der Bremsung

Die Kraftverhältnisse am gebremsten Rad sind in Abb. 8.86 dargestellt. Der Energiebedarf zur Abbremsung eines Fahrzeugs und damit die Wärmebelastung, die eine Bremse aufnehmen können muss, kann überschlägig bestimmt werden aus der kinetischen Energie,

die das Fahrzeug beim Beginn der Bremsung hat (Luft- und Rollwiderstand werden zur Vereinfachung vernachlässigt).

$$E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \tag{8.1}$$

Für ein 230 kg schweres Motorrad (zuzüglich 70 kg Fahrermasse) beträgt die Bremsenergie bei einer Abbremsung aus 100 km/h dann

$$E_{\mathrm{Br}} = 0{,}5 \cdot 300\,[\mathrm{kg}] \cdot (27{,}8)^2\,[\mathrm{m/s}]^2 = 115{,}9\,[\mathrm{kJ}].$$

Da in der Realität bei einer Vollbremsung aufgrund der Radlastverlagerung (vgl. Abschn. 8.2) nahezu die gesamt Bremskraft vom Vorderrad übertragen wird, muss die vordere Bremsanlage auch die gesamte Wärme aufnehmen und abführen. Dieses nimmt Einfluss auf die Dimensionierung der Bauteile und führt zu aufwendigen Konstruktionen für die Vorderradbremse, während für das Hinterrad einfachere und preiswerte Systeme völlig genügen.

Den Bremsweg kann mit einem Zwischenschritt über die Zeitdauer für die Abbremsung berechnen. Zur Vereinfachung und für eine überschlägige Berechnung durchaus ausreichend, nehmen wir an, dass die Bremsverzögerung während der Bremsung konstant bleibt (was in der Realität nicht ganz der Fall ist) und sich die Geschwindigkeit linear bis zum Stillstand abbaut (auch das eine Vereinfachung gegenüber der Realität). Dann gelten einfache physikalische Beziehungen. Die Bremse soll im Rechenbeispiel 80 % der maximalen Bremsverzögerung aufbringen, also rund 8 m/s^2 (≈ 0,8fache Erdbeschleunigung).

$$b = \frac{\Delta v}{\Delta t} \Rightarrow \Delta t = \frac{\Delta v}{b} = \frac{v_{\mathrm{anfang}} - v_{\mathrm{ende}}}{b} \tag{8.2}$$

b Bremsverzögerung
Δv Geschwindigkeitsdifferenz
Δt Zeitdauer der Bremsung

Eingesetzt ergibt sich

$$\Delta t = \frac{27{,}8\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}} - 0\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}}{8\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}^2}} = 3{,}5\,[\mathrm{s}]$$

Mit der Bremsdauer kann, unter der Annahme einer linearen und konstanten Verzögerung, jetzt auch der Bremsweg errechnet werden,

$$s = \frac{1}{2} \cdot v \cdot \Delta t \tag{8.3}$$

bzw. mit (8.2)

$$s = \frac{v^2}{2 \cdot b} \tag{8.3a}$$

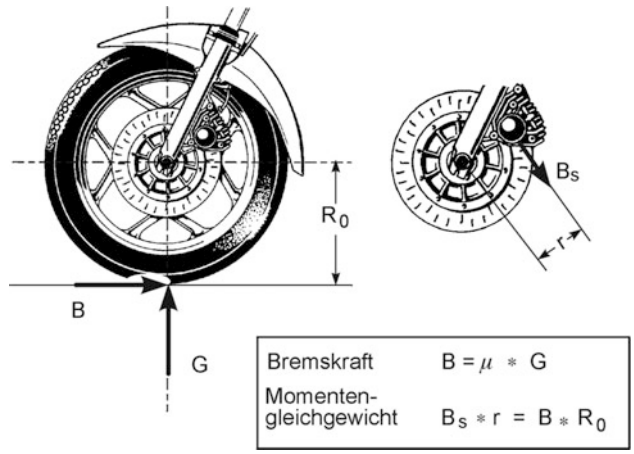


Abb. 8.86 Kraftwirkungen am gebremsten Rad

Eingesetzt ergibt sich ein Bremsweg von rund 48,5 m und die Zeit bis zum Stillstand beträgt rund 3,5 s. In der Realität sind mit leistungsfähigen Bremsanlagen und unter optimalen Bedingungen Bremswege von deutlich unter 40 m aus einer Geschwindigkeit von 100 km/h erzielbar. An der Zeit bis zum Stillstand wird die Leistungsfähigkeit moderner Motorradbremsen deutlich. Die Beschleunigung auf 100 km/h dauert immer noch länger als das Abbremsen aus dieser Geschwindigkeit bis zum Stillstand.

Man erkennt man an Gl. 8.3a, dass der *theoretische* Bremsweg nur von der *Verzögerung* und der *Fahrgeschwindigkeit* abhängt, hingegen *unabhängig* von der Masse ist! Der scheinbare Widerspruch zur praktischen Erfahrung ergibt sich daraus, dass in der Realität als Folge einer höheren Gesamtmasse des Fahrzeugs die Brems*verzögerung* im Verlauf der Bremsung absinkt. Denn durch die bei größerer Masse notwendige höhere Bremsenergie und dem damit größeren Wärmeanfall ändert sich der Reibwert der Bremse und damit sinkt die Verzögerung (Bremsen-Fading). Sind die Bremsen für das Maximalgewicht und Wiederholbeanspruchung (Passabfahrten) ausreichend üppig dimensioniert, bleiben die Verzögerungswerte hinreichend konstant und damit auch in der Praxis der Bremsweg weitgehend gewichtsunabhängig. Eine Rolle spielt ggf. die gewichts- bzw. beladungsabhängige Bremskraftaufteilung zwischen Vorder- und Hinterrad, darauf wird im Kap. 11 eingegangen.

Je nach Gesamtauslegung kann eine großzügig dimensionierte Bremse den Nachteil haben, dass sie relativ giftig anspricht mit der Gefahr, dass der ungeübte Fahrer bei unbeladenem Fahrzeug überbremst. Daher wurde früher bei den ungeregelten Bremsen manchmal eine kompromissbehaftete, weniger aggressive Auslegung als optimal angesehen und ein gewisses Nachlassen der Bremswirkung bei hoher Dauer- oder Wiederholbeanspruchung in Kauf genommen. Großen Einfluss haben hier die Bremsbeläge, die Details dazu würden jedoch den Rahmen dieses Buches sprengen. ABS-Bremssysteme lassen sich kompromisslos auf höchste Bremsleistung auslegen und bieten hier Vorteile.

8.7.2 Bremsenbauarten und ausgeführte Konstruktionsbeispiele

Für Motorradbremsen gibt es unterschiedliche Bauformen und konstruktive Ausführungen. Die Doppelscheibenbremse im Vorderrad und Doppelkolben-Bremssättel sind zum Standard für leistungsstarke Motorräder geworden. Nur noch Enduros und leichte, leistungs-

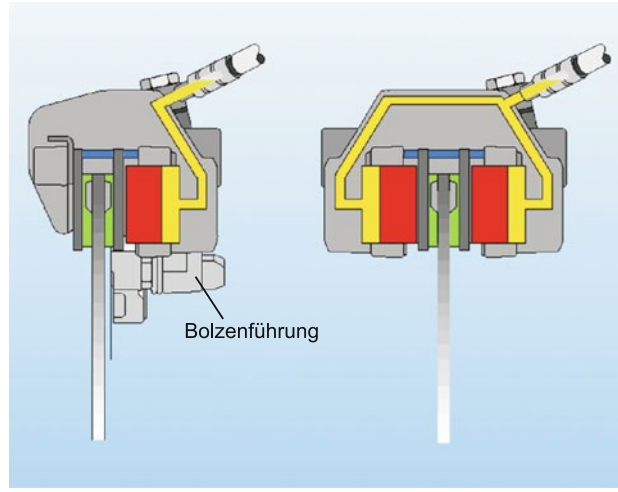


Abb. 8.87 Schwimmsattelbremse und Festsattelbremse

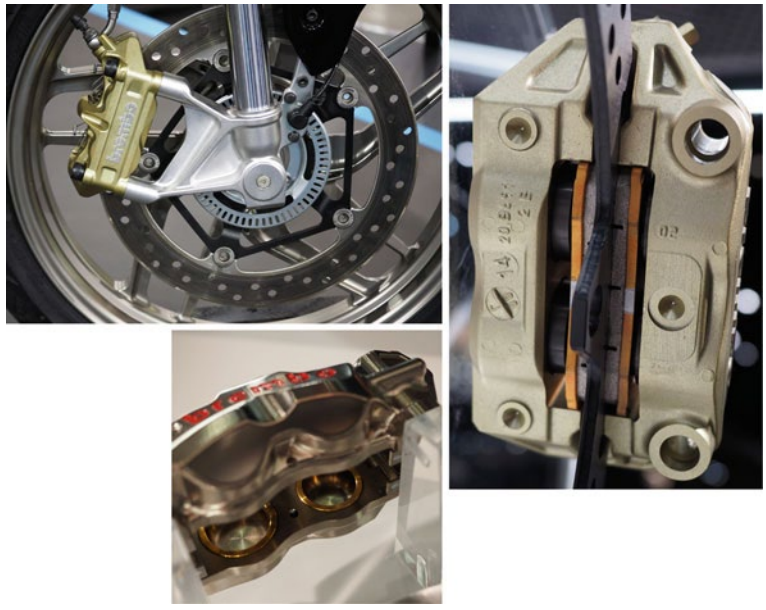


Abb. 8.88 Radial verschraubter 4-Kolben-Festbremssattel

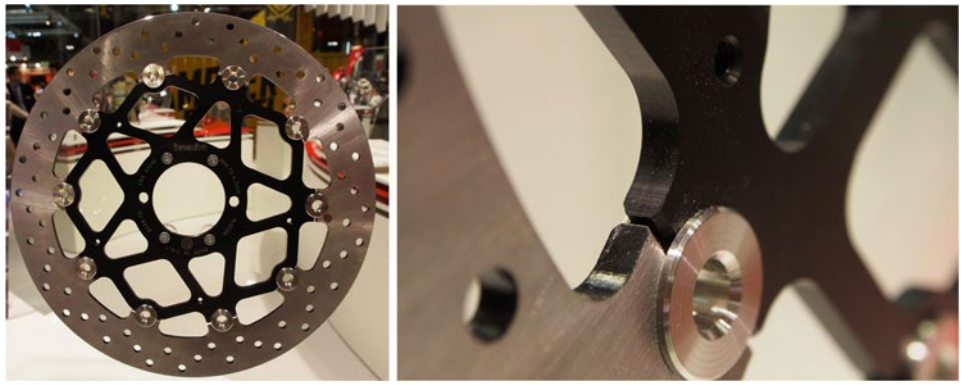


Abb. 8.89 Schwimmende Lagerung der Bremsscheibe



Abb. 8.90 Wave-Bremsscheiben

schwache Maschinen sind mit nur einer Scheibe im Vorderrad ausgerüstet. Bremsscheibendurchmesser über 300 mm sind die Regel.

Für die Bremssättel gibt es zwei unterschiedliche Bauarten, die Schwimmsättel und die Festsättel. Schwimmsättel sind in einem Rahmen axial verschiebbar gelagert (meist über eine Bolzenführung). Sie benötigen nur die halbe Zahl an Bremskolben, da die Reaktionskräfte sich am Schwimmrahmen abstützen. Beim Festsattel liegen sich die Bremskolben paarweise gegenüber. Der Festsattel ist wesentlich steifer als der Schwimmsattel, baut aber breiter und benötigt axial deutlich mehr Platz im Rad, Abb. 8.87**.** Das kann Probleme bei Speichenrädern geben, weil durch den axialen Platzbedarf zur Radinnenseite ein großer und für die Radstabilität ungünstiger Speichenwinkel notwendig wird.

Motorräder über 200 kg Gewicht und im Leistungsbereich über 37 kW werden heute üblicherweise mit Vier-Kolben-Festbremssätteln ausgerüstet. Es gibt aber auch Motorräder mit Sechs-Kolben-Sätteln. Die größere Anzahl Bremskolben bringt Vorteile für eine gleichmäßige Anlage der Beläge an der Scheibe und diese Sättel sind steifer (härterer und stabilerer Druckpunkt). Sie haben aber auch ein höheres Gewicht, das zudem zu den ungefederten Massen zählt. Die Herstellkosten sind ebenfalls größer.

Seit einigen Jahren werden immer häufiger radial verschraubte Fest-Bremssättel eingesetzt, Abb. 8.88**.** Sie stammen aus dem Rennsport und erlauben dort die rasche Anpassung an unterschiedliche Bremsscheibendurchmesser (durch einfaches Unterlegen von Distanzstücken). Vergleichsmessungen zeigen aber nicht zwingend eine höhere Bremsleistung oder eine bessere Dosierbarkeit.

Bremsscheiben werden entweder fest mit dem Rad verschraubt oder schwimmend befestigt. Die feste Verschraubung ist preisgünstiger und wird in der Regel in Kombination mit Schwimmsätteln verbaut. Festbremssättel erfordern zum Toleranzausgleich eine schwimmende Lagerung der Bremsscheibe. Lediglich bei kleineren Scheibendurchmessern (bis zu 300 mm) kommen auch fest verschraube Bremsscheiben zum Einsatz. Bei der schwimmenden Lagerung erfolgt die Befestigung über Rollen, die eine gewisse axiale Beweglichkeit der Scheibe und damit eine gute Anlage an die Beläge und auch einen gewissen Ausgleich der Wärmeausdehnung ermöglichen, Abb. 8.89.

Neben der gewohnten kreisrunden Bremsscheibe, haben seit einigen Jahren auch wellenförmige Außenkonturen an Popularität gewonnen, Abb. 8.90. Hersteller versprechen für diese „Wave-Bremsscheiben“ eine geringere Verformung bei Erwärmung, wirklich nachweisbar ist dieser Vorteil nicht unbedingt. Design-Effekte und Mode-Strömungen dürften die größere Rolle spielen.

8.8 Räder und Reifen

Der Reifen und das Rad bilden eine Einheit; beide zusammen haben als Bindeglied zwischen der Fahrbahn und dem Gesamtsystem Motorrad einen erheblichen Einfluss auf das Fahrverhalten. Für das Rad selbst gilt als Grundforderung, dass es stabil konstruiert sein muss, da sämtliche Kräfte über das Rad in das Fahrwerk eingeleitet werden. Ein verwindungssteifes Fahrwerk ist weitgehend wertlos, wenn das Rad sich unter Belastung verformt und die Spurhaltung nicht mehr gewährleisten kann. Räder stehen beim Motorrad im Blickpunkt, neben ihrer Funktion ist das Design sehr wichtig.

Stabile Konstruktion ist in der Regel mit einer gewissen Masse des Bauteils verbunden, was insofern von Bedeutung ist, als dass das Rad zu den ungefederten Massen zählt. Diese sollten aber möglichst gering sein, um die Feder-Dämpferabstimmung zu erleichtern. Auch für die Fahrstabilität spielt die Masse des Rades zusammen mit der des Reifens eine wichtige Rolle. Am Rad bauen sich Kreiselkräfte auf, die die eigentliche Stabilisierung des Motorrades bewirken (vgl. Kap. 10). Deren Größe werden vom Raddurchmesser und der Gesamtmasse Rad/Reifen bestimmt. Zwar sind grundsätzlich große Kreiselkräfte wegen ihrer stabilisierenden Wirkung erwünscht, andererseits wachsen die am Rad angreifenden

Störkräfte mit Zunahme der Radmassen ebenfalls an, so dass insgesamt eher leichte Radkonstruktionen erstrebenswert sind.

Das Rad unterliegt folgenden Beanspruchungen:

- Vertikalkräften aus dem Fahrzeuggewicht und Fahrbahnstößen
- Seitenkräften aus Schräglage und infolge von Pendeln und Flattern
- Umfangskräften, d. h. Antriebs- und Bremskräfte
- Fliehkräften
- Kreiselkräften

Zusätzliche Kräfte treten dann auf, wenn das Rad durch ungleichmäßige Gewichtsverteilung unwuchtig wird.

Bei den Radkonstruktionen lassen sich vier Grundtypen unterscheiden, das Speichenrad, das einteilige Leichtmetallgussrad, das Scheibenrad und das Verbundrad, Abb. 8.91.

Den inneren Aufbau eines Leichtmetall-Gussrades mitsamt der Radnabe zeigt das Schnittmodell in Abb. 8.92. Eine Gesamtansicht eines modernen Gussrades für Vorder- und Hinterrad ist in Abb. 8.93 zu sehen. Der gute Rundlauf, unabdingbar für sicheres Fahrverhalten im Hochgeschwindigkeitsbereich, hat das Gussrad zur ersten Wahl für Straßenmotorräder gemacht und das Speichenrad in diesem Segment nahezu komplett verdrängt. Moderne Berechnungsverfahren erlauben eine gezielte, beanspruchungsgerechte Dimensionierung von Gussrädern, so dass diese im Gewicht den Speichenrädern nicht mehr nachstehen müssen. Im Gegenteil, häufig ist ein Gussrad heute leichter als ein in der Größe und Belastbarkeit vergleichbares Speichenrad. Perfektionierte Gießverfahren, die dünne Wandstärken ermöglichen und Leichtmetalllegierungen hoher Festigkeit tragen dazu bei.

Nachteile hat das Gussrad nur bei extremen Schlagbeanspruchungen, wie sie beim engagierten Geländeeinsatz oder auf extrem schlechten Wegstrecken mit ausgeprägten Schlaglöchern auftreten. Die geringere Nachgiebigkeit kann bei Überbeanspruchung dann zu Beschädigungen führen. Derartige Beanspruchungen sind im Straßenbetrieb zumindest

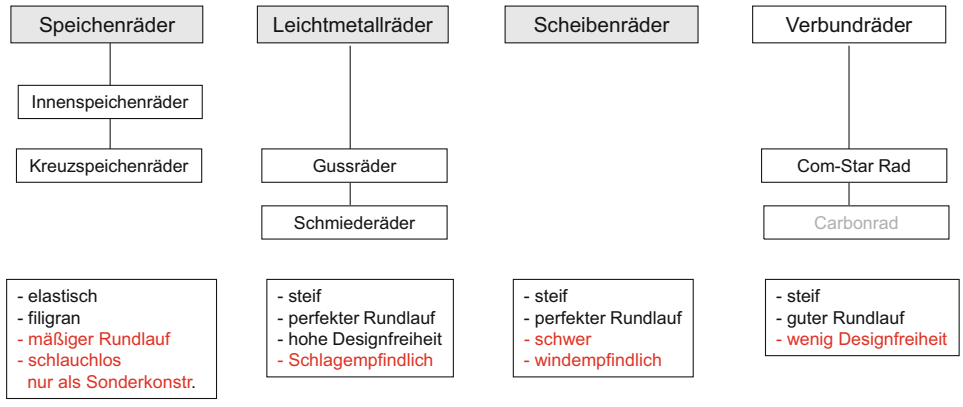


Abb. 8.91 Bauarten von Rädern

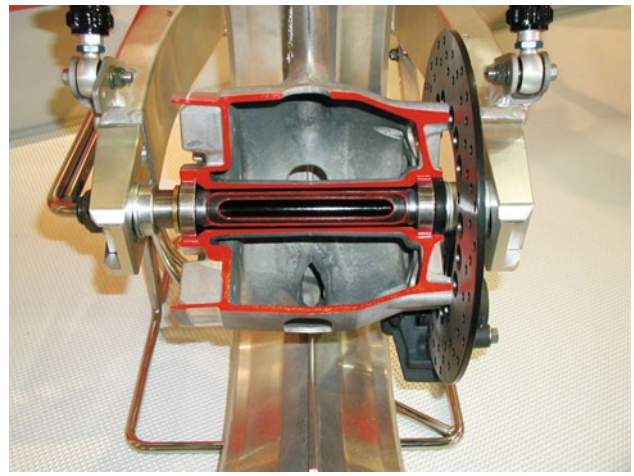


Abb. 8.92 Schnitt durch ein Leichtmetall-Gussrad

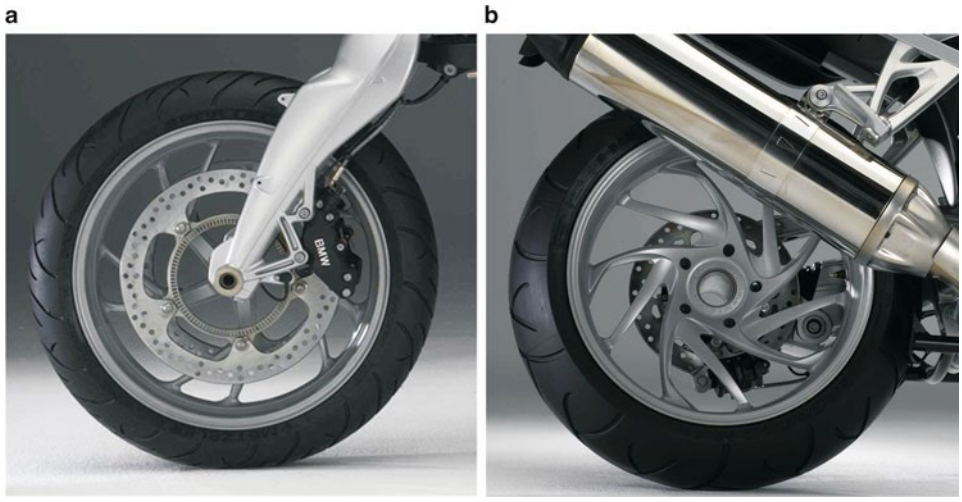


Abb. 8.93 Leichtmetall-Gussräder für Vorder- und Hinterrad (BMW/Arnold Debus)

in Mitteleuropa und Nordamerika allerdings höchst selten. Zudem sorgen inzwischen die Fertigungsmethoden und Auslegungskriterien der Hersteller dafür, dass die Leichtmetallräder sich bei Überbeanspruchung und Missbrauch (Überfahren von Bordsteinkanten mit mehr als Schrittgeschwindigkeit!) zunächst sichtbar verformen, bevor ein Bruch eintritt. Eine versteckte Beschädigung von Rädern, die erst später bei nochmaliger Überbelastung zu einem plötzlichen Gewaltbruch führt, kann heutzutage bei Rädern namhafter Hersteller ausgeschlossen werden.

Die Hauptvorteile des Speichenrades sind sein filigranes Aussehen und eine gewisse Elastizität, die bei hoher Beanspruchung die Belastungsspitzen abbaut. Dies ist vor allem bei Enduro-Motorrädern wichtig, da unvorhersehbare Überbelastungen im Geländebetrieb

vorkommen und diese nicht zum plötzlichen Bruch des Rades führen sollten. Wie zuvor schon erwähnt, haben Speichenräder den früher vorhandenen Gewichtsvorteil mittlerweile eingebüßt. Die Speichen werden rein auf *Zug* beansprucht. Je nach der Hauptbelastung sind unterschiedliche Speichenanordnungen zu bevorzugen, Abb. 8.94. Kurze, steil stehende und damit wenig gekreuzte Speichen (rechtes Teilbild) verleihen dem Rad axiale und Seitenstabilität, sind aber hinsichtlich der Aufnahme von Umfangskräften (Antriebs- und Bremskräfte) weniger günstig. Bei einer tangentialen Speichenanordnung, die lange Speichen mit vielen Kreuzungen bedingt (linkes Bild), werden hingegen Umfangskräfte besser aufgenommen (größere Übereinstimmung der Kraftrichtung).

Bei dem von *BMW* entwickelten Kreuzspeichenrad mit außen in der Felgenschulter liegenden Speichennippeln, Abb. 8.95**,** können schlauchlose Reifen verwendet werden. Die unteren Abbildungen zeigen die teilautomatische Produktion dieser Räder.

Mittlerweile gibt es von weiteren Herstellern Konstruktionsbeispiele für Speichenräder, die für schlauchlose Reifen ausgelegt sind, Abb. 8.96.

Nachteilig sind am Speichenrad der nie völlig exakte Rundlauf, die notwendigen, regelmäßigen Kontrollen der Speichenspannung und das Nachspannen sowie die nicht ausreichende Seitensteifigkeit bei höchster Beanspruchung.

Mehr aus optischen Gründen wird das Scheibenrad eingesetzt, Abb. 8.97.

Das mehrteilige Verbundrad (z. B. HONDA ComStar Rad), Abb. 8.98, konnte sich bisher nicht durchsetzen. Es besteht aus drei Teilen, der Felge, der Nabe und einem Speichenkranz aus einem Aluminiumprofil, die miteinander vernietet werden. Bei gutem Rundlauf und hoher Steifigkeit bietet das Rad eigentlich gegenüber einem Gussrad keine nennenswerten Vorteile. Die Möglichkeit, die Einzelteile aus unterschiedlichen Materialien fertigen zu können, bringt in der Praxis keinen Gewinn. Eine Reparaturmöglichkeit bei Beschädigung ist ebenfalls nur theoretischer Natur, weil die Vernietung der Teile nur unter industriellen Bedingungen zuverlässig durchgeführt werden kann, nicht aber in der handwerklichen Reparaturpraxis.

Für eine breite Serienanwendung noch in weiter Ferne liegt das Carbonrad, eine Faser-Verbundkonstruktion unter Einsatz von hochfesten Geweben aus Kohlefasern, Abb. 8.99**.**

Technisch bietet ein solches Rad faszinierende Vorteile, es ist materialbedingt sehr steif und dabei extrem leicht. Damit kann das Massenträgheitsmoment gegenüber allen anderen Konstruktionen erheblich gesenkt werden, was dem Handling des Motorrads signifikant zugute kommt. Die Fertigung eines solchen Rades ist sehr aufwändig, es muss sehr sorgfältig laminiert werden, dabei ist die feste Einbindung des Aluminiumträgers für die Radnabe und die Bremsscheibenbefestigung entscheidend für die Funktion. Neben dem hohen Materialpreis für das Carbongewebe treibt auch das Herstellverfahren im Autoklaven (im Vakuum und bei hohem Druck und erhöhten Temperaturen) die Kosten in die Höhe, denn dieser Prozess nimmt viel Zeit in Anspruch, damit werden die Taktzeiten sehr lang. Mit den niedrigen Herstellkosten und der Geschwindigkeit eines Gießverfahrens wird dieser Produktionsprozess nie konkurrieren können. Hinzu kommen die schwierige Festigkeits-Berechnung und ein Langzeitverhalten des Werkstoffs unter Alltagsbedingungen mit dem Alterungsproblem des Kunststoffs unter Lichteinfluss (UV-Beständigkeit), das besondere



Abb. 8.94 Speichenradkonstruktionen mit unterschiedlicher Speichenorientierung

a



b

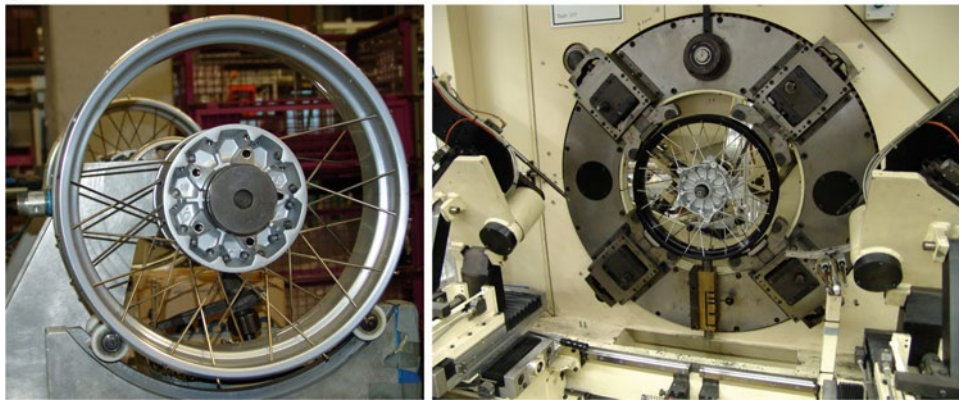


Abb. 8.95 BMW Kreuzspeichenräder für schlauchlose Reifen (BMW/Arnold Debus)

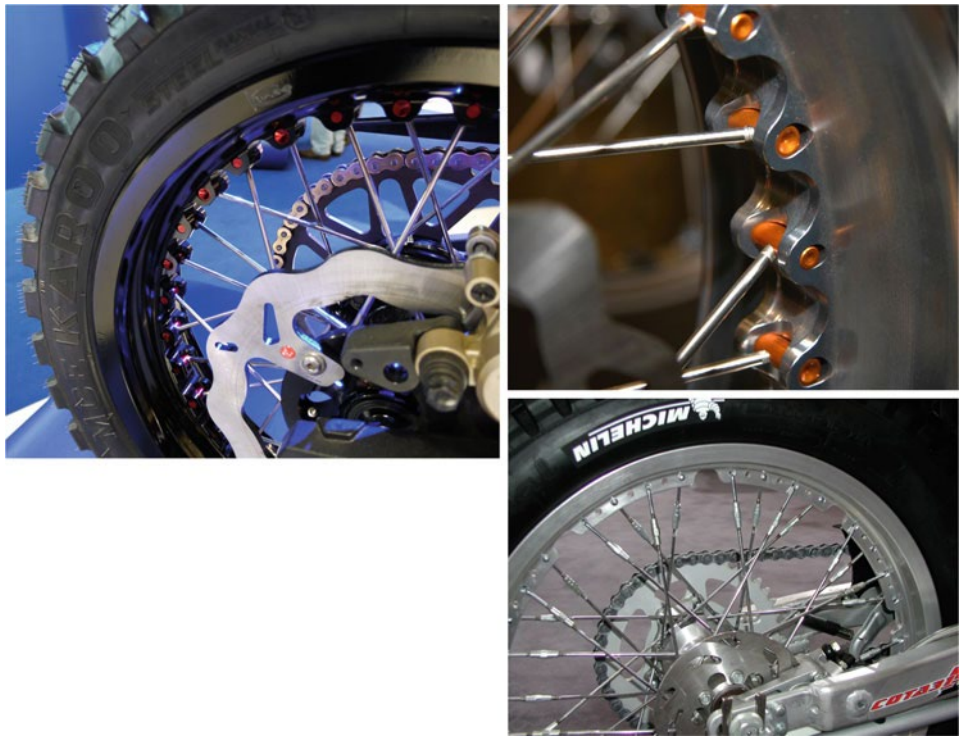


Abb. 8.96 Verschiedene Speichenradkonstruktionen für schlauchlose Reifen



Abb. 8.97 Einteiliges Aluminium-Scheibenrad (*Harley-Davidson*)

Aufmerksamkeit und zusätzliche Maßnahmen erfordert. All dies führt dazu, dass der Einsatz von Carbonrädern auch in der weiteren Zukunft dem Rennsport und exklusiven und teuren Kleinserien vorbehalten bleiben wird.

Bezüglich der Raddurchmesser gibt es keine festen Kriterien. Die früher klassische Radgröße von 18 Zoll (bzw. 19 Zoll für das Vorderrad) wird für Sportmotorräder nicht mehr verwendet. Wegen der Erzielung niedriger Bauhöhen und damit geringer Querschnittsflä-



Abb. 8.98 Mehrteiliges Verbundrad (HONDA ComStar Rad)

Abb. 8.99 Carbonrad



chen (Luftwiderstand) werden heute kleinere Raddurchmesser von 17 Zoll bevorzugt; eine Zeit lang waren sogar 16 Zoll Räder modern. Das kleinere Rad kann allerdings, entgegen der Anschauung, um mehr als 5 % schwerer ausfallen, weil für gleiche Reifenbelastbarkeit die Reifen- und damit Radbreite größer gewählt werden muss. Das Trägheitsmoment scheint zunächst zwar niedriger, doch wird dieser Effekt durch die höhere Raddrehzahl teilweise bis ganz kompensiert (kleinerer Abrollumfang), so dass sich letztlich höhere Kreiselkräfte für das kleinere Rad einstellen. Die subjektiv teilweise empfundene größere Handlichkeit der Motorräder mit kleineren Rädern, die bei Sportmotorrädern ja erwünscht ist, kann vielfältige Ursachen haben und muss nicht zwingend vom kleineren Durchmesser und dem anderem Trägheitsmoment kommen. Ein anderer Kraftangriff zum Beispiel für den Rollwiderstand wegen der anderen Reifenkontur kann durchaus einen größeren Einfluss haben, siehe dazu auch Abschn. 10.2.

Reifen

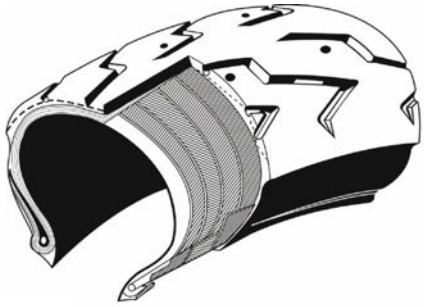
Die Reifen für Motorräder sind hochgradig spezialisiert; Motorradreifen sind Produkte jahrzehntelanger Erfahrung. Deutlich wird dies allein schon daran, dass der gleiche Reifen auf verschiedenen Motorrädern z. T. zu völlig unterschiedlichem Fahrverhalten führt, weshalb die Motorradhersteller auch Empfehlungen aussprechen. In einem Grundlagenbuch kann daher nur auf wenige Aspekte der Reifenentwicklung eingegangen werden.

Grundsätzlich unterscheidet man zwischen Diagonalreifen mit und ohne Gürtel und Radialgürtelreifen. Abb. 8.100 zeigt den unterschiedlichen konstruktiven Aufbau dieser Reifentypen. Typisch für den konventionellen Diagonalreifen ist sein annähernd runder Querschnitt. Der Radialreifen und der Diagonalreifen mit Gürtel zeigen hingegen eine ausgeprägte Ovalkontur, die zur einer wesentlich breiteren Aufstandsfläche des Reifens führt. Alle drei Bauarten sind auf dem Markt vertreten, wobei sich der Radialgürtelreifen erst seit wenigen Jahren endgültig etablieren konnte.

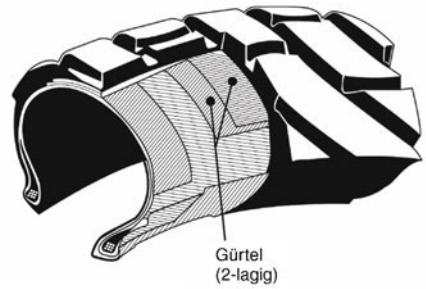
Das Problem bei der Entwicklung von Radialreifen für Motorräder bestand in den prinzipbedingt weichen Reifenflanken, die beim Motorrad wegen der Querbeanspruchung in Schräglage zu instabilem Kurvenverhalten führte. Dieses Problem konnte konstruktiv gelöst werden. Dennoch haben Diagonalreifen nach wie vor ihre Existenzberechtigung. Durch die Einführung von Diagonal-*Gürtelreifen* konnten ihre ohnehin guten Gesamteigenschaften weiter verbessert werden. Der zweilagige Gürtel verhindert die unerwünschte Formänderung des Reifens bei hohen Geschwindigkeiten. Bei konventionellen Diagonalreifen nimmt mit zunehmender Geschwindigkeit die Aufstandsbreite ab, weil der Reifen unter Fliehkrafteinfluss im Durchmesser wächst. Der Gürtel verleiht dem Reifen soviel Formstabilität, dass das Durchmesserwachstum praktisch Null wird. Das generelle Problem bei der Entwicklung von Gürtelreifen für Motorräder war die wegen der runden Kontur notwendige Krümmung des Gürtels in zwei Ebenen. Besonders Stahlgürtel zeigten hier wegen überhöhter Spannungen an den Gürtelkanten Dauerhaltbarkeitsprobleme und neigten zur Selbstzerstörung. Durch intensive Entwicklungsarbeit auf diesem Gebiet und neue Fertigungsmethoden für die Reifen ließen sich die Probleme schließlich lösen.

Nicht gerade einfach ist auch die messtechnische Ermittelung der Reifenkenngrößen. Zu der generellen Schwierigkeit einer Messgrößenerfassung in der Reifenaufstandsfläche bei drehendem Rad, gesellt sich beim Motorradreifen noch die Schräglage. Motorradreifen werden daher weit mehr noch als Automobilreifen im subjektiven Fahrversuch abgestimmt.

Der interessierte Leser wird daher bezüglich der praktischen Reifeneigenschaften auf die Testberichte der Motorradfachzeitschriften verwiesen, die einen guten Überblick über den Stand der Reifenentwicklung bieten. Bezüglich der Bedeutung der Reifenbezeichnungen geben die Unterlagen der Reifenhersteller, die diese auf Anfrage gerne verschicken, viele Informationen, darüber hinaus sind in diesen Unterlagen auch Tipps über den Umgang mit Reifen enthalten [8.3].



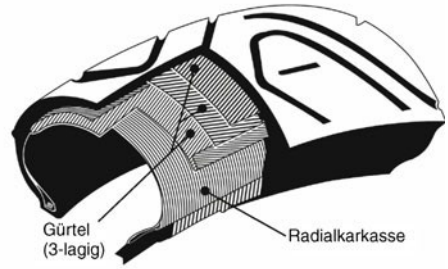
Diagonalreifen



Diagonal-Gürtelreifen



Radial-Nullgradreifen



Gürtelreifen mit Radialkarkasse



Moderner Reifen mit Mehrzonen-Lauffläche (Pirelli)

Abb. 8.100 Aufbau verschiedener Reifentypen

Betriebsfestigkeit und Steifigkeit von Motorradfahrwerken

9

Jürgen Stoffregen

Im Mittelpunkt unserer Betrachtungen zum Motorradfahrwerk stand bisher die Erfüllung der mechanischen und kinematischen Funktionen. Einen gleich hohen Stellenwert haben die Steifigkeit der Komponenten und die Gewährleistung einer ausreichenden Festigkeit aller Fahrwerksbauteile über die Lebensdauer des Motorrads. Darüber hinaus muss sich ein Motorradhersteller im Rahmen seiner Produktverantwortung und Produzentenhaftung auch mit dem Verhalten seiner Produkte bei grenzwertiger, unüblicher und extremer Benutzung bis hin zum Missbrauch auseinandersetzen. Auf dieses spezielle und umfangreiche Thema wird am Ende dieses Kapitels eingegangen, es wird aber auch auf die Literatur [9.2] verwiesen.

9.1 Betriebsfestigkeit von Fahrwerkskomponenten

Die wesentlichen Kräfte, die auf das Motorradfahrwerk über die Räder einwirken wurden bereits im Abschn. 8.2 besprochen. Den dort genannten Maximallasten müssen die Fahrwerksbauteile zwar ohne Bruch und Verformung widerstehen, aber sie treten nicht fortlaufend auf. Im Fahrbetrieb dominieren mittlere und niedrige Lasten, hohe Belastungen und Maximalkräfte kommen deutlich seltener vor. Gesamthaft unterliegt das Fahrwerks also wechselnden Beanspruchungen unterschiedlicher Höhe, die in regelloser Folge auftreten.

Grundsätzlich müssen die Fahrwerksbauteile so dimensioniert werden, dass sie allen im Fahrbetrieb vorkommenden Belastungen über die Lebensdauer des Fahrzeugs standhalten. Eine streng nach der Festigkeitslehre dauerfeste Auslegung der Bauteile, so dass sie alle Belastungen unendlich oft ertragen, ist aber nicht sinnvoll. Dann würden diese Bauteile und damit das ganze Motorrad deutlich zu schwer. Möglich wurde diese Abkehr von dieser

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2018
J. Stoffregen, *Motorradtechnik*, ATZ/MTZ-Fachbuch
https://doi.org/10.1007/978-3-658-07446-3_9



Abb. 9.1 Messrad zur Aufnahme der Lasten im Fahrbetrieb

konservativen Auslegung durch zuverlässige Berechnungsmethoden und entsprechend leistungsfähige Rechner, die dem Konstrukteur seit einigen Jahren flächendeckend und als Standardwerkzeug zur Verfügung stehen. Ausgelegt wird das Fahrwerk heutzutage nach Betriebsfestigkeit, d. h. die Bauteile halten den Belastungen über die Lebensdauer des Fahrzeugs stand, aber nicht beliebig lange. In der Praxis bedeutet das im Normalbetrieb über 200.000 km, denn alle Hersteller orientieren sich an höheren Beanspruchungen, als sie der Besitzer seinem Motorrad normalerweise zumutet und bauen Sicherheitsreserven in die Auslegung ein. Zahlreiche Rückmeldungen von Weltreisenden zeigen, dass viele Motorräder durchaus auch mehr als 300.000 km unter Extrembedingungen ertragen, ohne dass größere Risse oder gar Brüche an den tragenden Fahrzeugstrukturen auftreten.

Notwendig für eine betriebssichere Auslegung ist es allerdings, die tatsächlich auftretenden Belastungen zu kennen. Diese werden im Fahrversuch auf der Straße ermittelt, indem an den hochbeanspruchten Fahrwerksbauteilen spezielle Messaufnehmer adaptiert und die auftretenden Kräfte während Versuchsfahrten aufgezeichnet werden. Die Streckenauswahl und der Fahrstil spielen hierbei eine entscheidende Rolle, beides sollte alle im Kundenbetrieb vorkommenden Fahrsituationen repräsentieren. Um sie Sicherheit der späteren Auslegung der Bauteile zu erhöhen, wird der Zeitanteil der belastungsintensiven Strecken größer gewählt, als sie im Normalfall auftreten, und der Fahrstil ist gegenüber dem Kundenbetrieb erheblich forcierter.

Für diese Messungen sind mehrere Verfahren gebräuchlich. Am aufwändigsten ist die Verwendung von Messnaben in den Rädern, Abb. 9.1. Dazu werden diese mit Dehnungsmessstreifen beklebt. Durch entsprechende Kalibrierung können aus den Dehnungen direkt die Kräfte, die im Fahrbetrieb über das Rad auf das Fahrzeug einwirken, ermittelt werden. Dieses Messverfahren ist unabhängig von dem weiteren Fahrzeugaufbau und der Rahmenkonstruktion und liefert unmittelbar die an den Rädern auftretenden Kräfte. Die Ergebnisse sind damit auf ähnliche Fahrzeugkonzepte übertragbar, solange die Fahrzeugmassen und die Gewichtsverteilung vergleichbar sind. Die Dehnungssignale werden per Telemetrie

zusammen mit weiteren Fahrzeugdaten (u. a. Fahrgeschwindigkeit, Drehzahl, Drosselklappenstellung, Temperaturen) auf einen Datenlogger übertragen und gespeichert, um sie später gezielt auswerten zu können.

Einfacher ist ein Vergleichsverfahren, bei dem die Dehnungsmessstreifen direkt an die kritischen Stellen von Fahrwerksbauteilen geklebt werden. Diese festigkeitsmäßig relevanten Stellen liefert die FEM-Berechnung (*F*inite *E*lemente *M*ethode, siehe weiter unten). Im Fahrbetrieb werden dann die Dehnungen, die ein direktes Maß für die Kräfte sind, fortlaufend aufgezeichnet. Diese Dehnungen werden später auf einem Belastungsprüfstand nachfahren, indem man über Hydraulikzylinder solange Kräfte über die vorderen und hinteren Radaufhängungen aufbringt, bis ein vergleichbares Dehnungssignal an den Messstellen erzielt wird. Damit entsprechen diese „Prüfstandslasten" hinreichend genau den Reallasten aus dem Fahrbetrieb. Nachteilig an diesem Verfahren ist, dass die Ergebnisse nur für die bereits existierende Bauteilausführung aussagekräftig sind, denn die Konstruktion selbst beeinflusst natürlich die auftretenden Dehnungen. Das Verfahren funktioniert auch nur im Zusammenspiel mit einer aussagekräftigen Berechnung, da die belastungskritischen Stellen vorher bekannt sein müssen.

Anhand der Daten der Messungen auf der Straße werden die Belastungen nach ihrer Höhe/Größe sortiert und ähnliche Belastungen in Klassen zusammenfasst. Zählt man innerhalb dieser Klassen, wie oft Belastungen einer bestimmten Höhe auftreten, erhält man eine Häufigkeitsverteilung, die letztlich die Gesamtheit aller aufgetretenen Belastungen widerspiegelt. War die Messstrecke repräsentativ, kann man die Belastungen auf die Gesamtfahrstrecke eines Motorradlebens hochrechnen.

Ziel dieser Bemühungen ist es, ein Lastkollektiv für Prüfstandsversuche im Betriebsfestigkeitslabor zusammenzustellen, das die realen Belastungen über ein ganzes Motorradleben zuverlässig repräsentiert. Denn Dauer-Fahrversuche auf der Straße gleich hohen Kilometerleistungen wie in der Realität, würden viel zu viel Zeit beanspruchen und darüberhinaus in frühen Entwicklungsphasen mit Prototypen auch zu viele Ausfallrisiken beinhalten. Nur auf dem Prüfstand mit einem automatisierten Betrieb „rund um die Uhr" lassen sich überhaupt in kurzer Zeit Werte für eine Lebensdauervorhersage ermitteln. Um aber aus den gewonnen Daten das Lastkollektiv für Betriebsfestigkeitsversuche im Prüflabor zu gewinnen, müssen die riesigen Datenmengen der Messungen zunächst reduziert und die relevanten Belastungsdaten herausgefiltert werden. In dieser Interpretation der Messergebnisse und in der Wichtung der relevanten Lasten sowie deren Überführung in ein repräsentatives Lastkollektiv für die Belastungstests im Labor liegt das eigentliche know-how bei der Lastdatenermittlung. Das genaue Vorgehen dabei gehört zum schutzwürdigen Wissen in den Unternehmen, es ist bei keinem Hersteller zur Veröffentlichung freigegeben.

Abb. 9.2 zeigt eine Versuchsanordnung, mit der die Betriebsfestigkeit einer Vorderradführung getestet wird. Im abgebildeten Beispiel wird der Versuchsaufbau an seiner Motoraufnahme fest eingespannt und es werden die Kräfte an der Vorderradführung eingeleitet.

Da sie in der Realität im Radaufstandspunkt angreifen und über den Halbmesser des Rades als Hebelarm wirken, werden die Kräfte entsprechend umgerechnet. Es kann zweiaxial geprüft werden, Horizontal- und Vertikalkräfte (Brems- und Radaufstandskraft) wer-



Abb. 9.2 Prüfung der Betriebsfestigkeit eines Rahmen und der Vorderradführung

den gleichzeitig und kombiniert in die Struktur eingeleitet. Diese kombinierte Einwirkung der beiden Haupt-Kraftrichtungen kommt der Realität näher als die früher üblichen Versuche, bei denen die Belastungen jeweils in nur einer Richtung nacheinander aufgebracht werden. Dennoch geben auch einaxiale Versuche bei richtiger Interpretation brauchbare Ergebnisse. Das Belastungsprofil und die entsprechenden Kräfte werden von computergesteuerten Hydraulikzylindern erzeugt.

Mit dem gezeigten Aufbau wird die gesamte Vorderradführung getestet. Der festen Einspannung an den Motoraufnahmen legt die Annahme zugrunde, dass der Motor mit seiner relativ großen (trägen) Masse bei der Einleitung von Beschleunigungen (Kräften) ähnlich wie eine feste Einspannung für den Rahmen wirkt. Gegenüber der Realität macht man damit einen gewissen (unvermeidbaren) Fehler; an den Einspannstellen kommt es durch innere Zwangskräften zu Lastüberhöhungen. Dieses muss bei der Interpretation und Auswertung der Testergebnisse berücksichtigt werden.

Um Streuungen im Werkstoff, im Bauteil und bei der Schweißnahtqualität abzudecken werden die Versuche im Vergleich zum kundenrelevanten Betrieb mit einem verschärften Lastprofil und mit deutlich größeren Lastspielzahlen gefahren.

Solange man die zulässige Lastspielzahl für den Werkstoff und die jeweils aufgebrachte Last nicht überschreitet (Last unterhalb der Wöhlerlinie), ist es in erster Näherung für die Lebensdauer eines Bauteils unerheblich, in welcher Abfolge hohe und niedrige Lasten einwirken. Da sich jedoch Lastspitzen aus Extrembeanspruchungen und damit einzelne Überbeanspruchungen des Werkstoffs nicht immer vermeiden lassen (zum Beispiel infolge von wheelies), werden die Versuche mit Extremlasten den eigentlichen Betriebsfestigkeitsversuchen vorangestellt. Denn Überlasten können zu Mikrorissen im Werkstoff führen, die dann die Lebensdauer des Bauteil doch herabsetzen. Das zu prüfende Bauteil wird also zuerst in Einzelversuchen einer repräsentativen Anzahl von Extrembeanspruchungen unterworfen und erst danach werden mit diesem gleichen Bauteil die Lebensdauerversuche

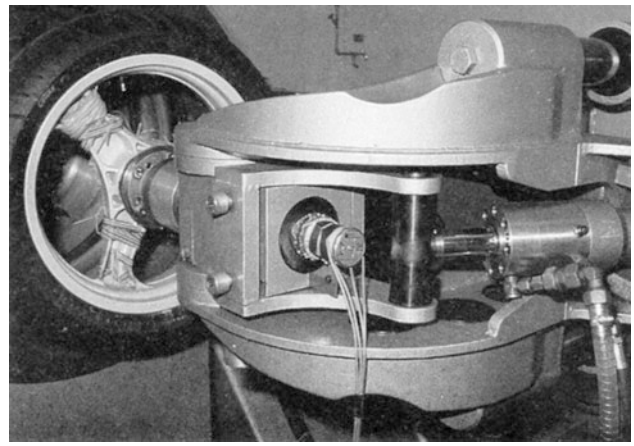


Abb. 9.3 Zweiachsialer Räderprüfstand (BMW)

durchgeführt. Damit hat man Gewähr, dass eine Herabsetzung der Betriebsfestigkeit durch Überlastung in den Labortests berücksichtigt wird und abgesichert ist.

Ein Beispiel für eine Prüfeinrichtung für die Festigkeit von Motorrad-Rädern ist in Abb. 9.3 dargestellt, er wird seit vielen Jahren bei BMW eingesetzt. Bei diesem zweiachsialen Räderprüfstand läuft das Rad in einer Trommel, die Geschwindigkeiten von über 200 km/h zulässt. Die servohydraulischen Zylinder erlauben die Aufbringung der Betriebslasten, eine hydraulisch betätigte Sturzverstellung ermöglicht die für Motorrad-Räder notwendige Einstellung einer Schräglage.

Ebenfalls bereits vor längerer Zeit (etwa seit Mitte der 1980er-Jahre) wurden erste Prüfstände entwickelt, mit denen sich sämtliche auf das Gesamtfahrzeug einwirkende Belastungen am Komplettmotorrad nachbilden lassen. Durch eine betriebsgerechte Simulation aller beanspruchungsrelevanten Kräfte und Wege auf dem Prüfstand können Mängel an einzelnen Bauteilen genau den Straßenverhältnissen, Laufstrecken und der Fahrweise zugeordnet werden, so dass eine reproduziergenaue, schnelle und eindeutige Schwachstellenanalyse möglich wird und gezielt Verbesserungen eingeleitet werden können. Mit der gesamthaften Erprobung der Systems Motorrad/Fahrer werden gewissermaßen die Straßen der Welt ins Labor geholt. Abb. 9.4 zeigt einen derartigen Mehrkomponenten-Betriebsfestigkeitsprüfstand, der von BMW mitentwickelt wurde und im Einsatz ist.

Das Motorrad ist mit Fahrer- und ggf. auch mit Beifahrerdummy, Koffern sowie allen Anbauteilen so auf dem Prüfstand montiert, dass sich vertikale Bewegungen und Nickbewegungen betriebsgerecht ausbilden können. Dazu ist das Motorrad im Gesamtschwerpunkt über einen Hilfsrahmen in einer Gleitschuh-Geradführung aufgehängt, die sowohl Vertikalbewegungen als auch Drehungen um die Achse durch den Schwerpunkt ermöglicht. Längskräfte und Radaufstandskräfte werden von servohydraulischen Zylindern aufgebracht, die über gelenkige Streben und entsprechende Einspannungen jeweils an den Rädern angreifen. Auf die Einleitung von Seitenkräften wird wegen ihrer geringen Bedeutung für die Betriebsfestigkeit beim Motorrad verzichtet. Die quasistatische Einfederung infolge der

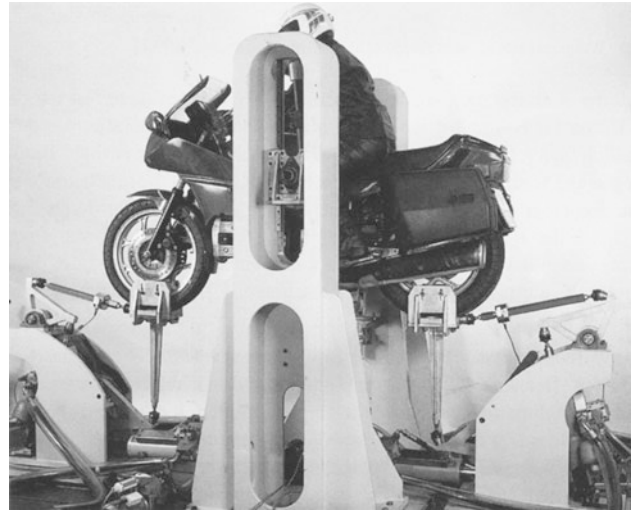


Abb. 9.4 MEMO – Mehrkomponenten-Motorradprüfstand (BMW)

Fliehkräfte bei der Kurvenfahrt wird hingegen berücksichtigt und durch Hydraulikzylinder in der Gleitschuhführung aufgebracht.

In der Gleitschuhführung stützen sich letztlich auch die Längskräfte ab. Die Abstützung des Fahrers am Lenker, die beim starken Bremsen nicht zu vernachlässigende Kraftbeträge ins Gesamtsystem einleitet, wird durch einen Gelenkmechanismus mit am Lenker befestigten Stützstreben nachgebildet. Die auf das Hinterrad einwirkenden Zug- und Schubmomente des Antriebs werden durch einen im Motorblock integrierten Radialkolbenhydromotor dargestellt. Motorvibrationen können mittels eines separat angekoppelten, servohydraulischen Prüfzylinders aufgebracht werden.

Wie einleitend erwähnt, können heutzutage Fahrwerksbauteile aus Gewichtsgründen zielgerichtet auf die realen Beanspruchungen ausgelegt und somit filigraner und leichter gestaltet werden. Die zur Verfügung stehenden Werkstoffe können damit viel besser ausgenutzt werden. Ein Rückblick auf die frühere Auslegungsphilosophie, die in Richtung tatsächlicher Dauerfestigkeit zielte, erklärt anschaulich das grundsätzliche Vorgehen und das Werkstoffverhalten. In Abb. 9.5 ist das Wöhlerschaubild eines Doppelschleifen-Rohrrahmens unter Biegebeanspruchung über den Steuerkopf dargestellt; zusätzlich eingezeichnet ist das Normalkollektiv aus einer Fahrstrecke über 100.000 km. Das Wöhlerschaubild gibt vereinfacht gesagt die Grenzbelastung für einen Werkstoff oder ein Bauteil an, mit der dieser/dieses mit einer bestimmten Anzahl von Lastzyklen belastet werden kann, bevor es zum Bauteil- bzw. Werkstoffversagen kommt. Man sieht, dass man ein Bauteil oder einen Werkstoff mit hohen Lasten weniger häufig beanspruchen darf als mit reduzierter Belastung. Unterhalb einer bestimmten Belastung, kann man dann den Werkstoff/das Bauteil dann unendlich oft belasten, es versagt nie, das ist der Bereich der Dauerfestigkeit. Alle gängigen Stahlwerkstoffe zeigen eine dauerfestes Verhalten, Leichtmetalle hingegen nicht.

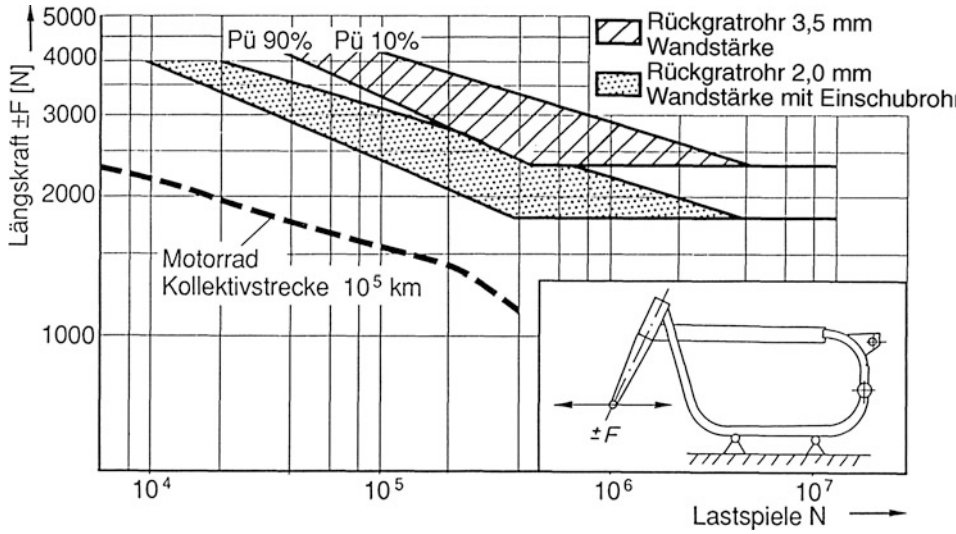


Abb. 9.5 Dauerfestigkeit Rahmen R100, Wöhlerschaubild (9.1)

Im Bild erkennt man, dass für diesen Rahmen das Belastungskollektiv weit unterhalb der Wöhlerlinie und damit unterhalb der ertragbaren Belastung bezogen auf die Häufigkeit liegt. Es ergibt sich eine sehr hohe Sicherheitsspanne gegen ein Versagen, gekennzeichnet durch den Abstand zwischen der Linie des Lastkollektivs und der Wöhlerkurve des Rahmens. Mit dieser Auslegungsphilosophie begegnete man Unsicherheiten in den Lastannahmen, Unvollkommenheiten in der konstruktiven Auslegung und Berechnung sowie Schwankungen sowohl der Material- als auch der Schweißqualität. Gestiegene Materialqualität, verbesserte und automatisierte Schweißanlagen mit entsprechender Überwachung der Parameter und vor allem erheblich genauere und zuverlässigere Berechnungs-, Prüf- und Absicherungsmethoden erlauben heute, die Festigkeit eines Werkstoffs sehr viel besser auszureizen. Auf die Berechnung soll an dieser Stelle kurz eingegangen werden.

Üblich ist seit vielen Jahren für die Bauteileauslegung eine Berechnung mit „finiten Elementen“ (FE). Bei dieser Methode werden komplexe und beliebig geformte Bauteilstrukturen aus einfachen geometrischen Grundformen (gerade Stäbe, Dreiecke/Pyramiden, Würfel, einfache Flächenelemente usw.) zusammengesetzt und modelliert. Diese Teilelemente sind sehr klein, haben aber eine endliche Größe („finit“, im Gegensatz zu unendlich – „infinit“ – klein), Abb. 9.6**.**

Wegen ihrer einfachen Form ist das physikalische und mechanische Verhalten dieser Elemente klar definiert und kann mit etablierten Methoden berechnet werden. Durch die Vernetzung verschiedenartiger Elemente mit ihren unterschiedlichen mechanischen Eigenschaften gelingt eine realitätsnahe Nachbildung auch von komplexen Strukturen. Je kleiner die Einzelelemente und je feiner die Vernetzung gewählt wird, umso genauer wird die Annäherung an die Realität, aber es steigt auch der Berechnungsaufwand.

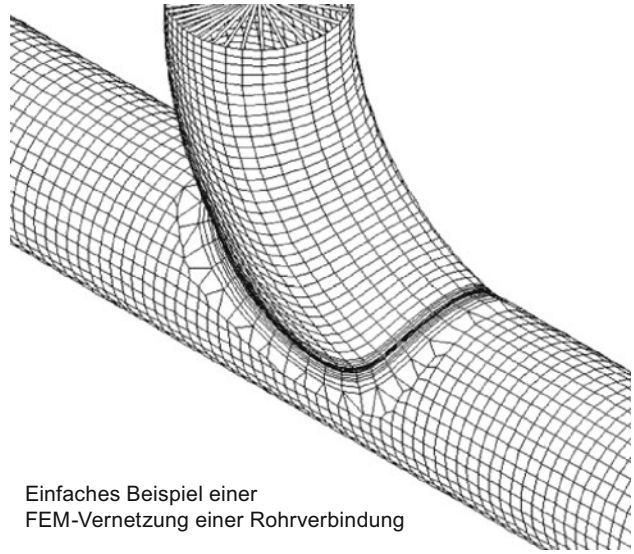


Abb. 9.6 Modellierung einer Rohrverbindung mit FE

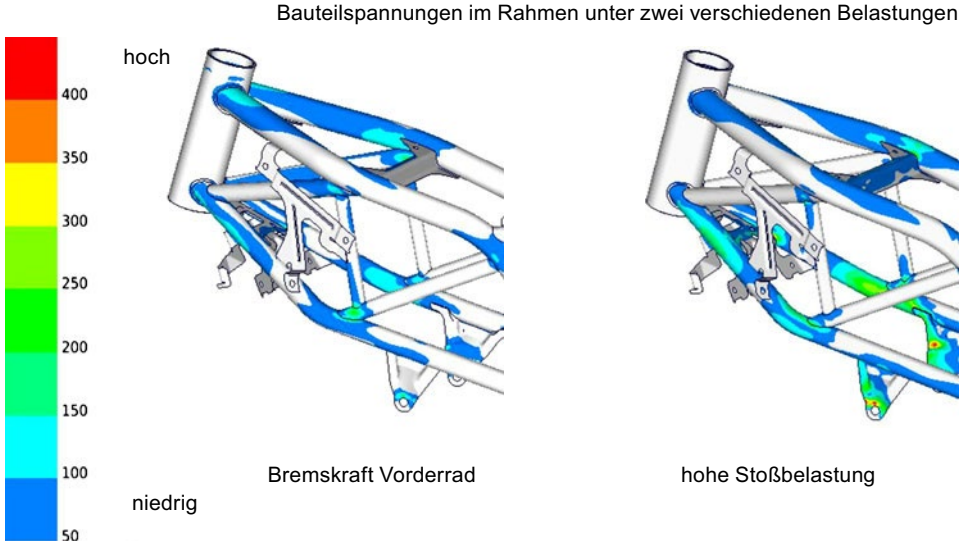


Abb. 9.7 FE-Berechnung eines Rohrrahmens unter Belastung von Radkräften

Für die Berechnung selbst müssen ein problemgerechter Ansatz gewählt und geeignete Anfangs-, Rand- und Übergangsbedingungen definiert werden. Von besonderer Wichtigkeit ist die genaue und der jeweiligen Beanspruchung angepasste Definition der mechanischen Zustände an den Verbindungstellen („Knoten“) der Einzelelemente. Es ergibt sich daraus zusammen mit notwendigen mathematischen und physikalischen Bedingungen ein Glei-

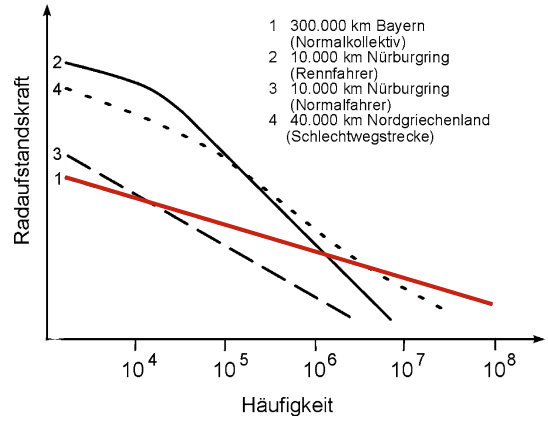


Abb. 9.8 Belastungskollektive (schematisch und vereinfacht) für das Vorderrad auf unterschiedlichen Streckenprofilen

chungssystem, das numerisch gelöst werden kann. Je feiner die Vernetzung und damit die Anzahl der zu berechnenden Einzelelemente ist, umso umfangreicher und zeitintensiver wird die Berechnung. Selbst mit den heutigen, sehr leistungsfähigen Computern dauern diese Berechnungen immer noch mehrere Stunden. Das Ergebnis einer solchen Berechnung für einen Rohrrahmen zeigt beispielhaft Abb. 9.7.

Unter reiner Bremskraft wird der Rahmen in diesem Beispiel nur vergleichsweise niedrig beansprucht. Hohe Spannungen werden durch Stoßbeanspruchungen, z. B. beim Überfahren von Kanten und Schlaglöchern, erzeugt. Das sind aber vergleichsweise „seltene“ Ereignisse, die die Lebensdauer der Gesamtkonstruktion nicht wesentlich beeinflusst.

Der Bauteilversuch, so wie in Abb. 9.2 beispielhaft gezeigt, gibt dann Klarheit, ob unter Dauerbelastung tatsächlich Risse auftreten oder ob das Bauteil des realen Belastungen über die Lebensdauer des Motorrads standhält. Wie zuvor schon erwähnt, sorgt ein Aufschlag auf die Belastungszyklen für die notwendige Sicherheit gegen Streuungen im Material und bei der Schweissung.

Trotz der hohen Reife und Güte moderner Berechnungsmethoden und Labortests, verzichtet kein Motorradhersteller auf eine Dauererprobung auf der Straße mit dem finalen Nachweis der Haltbarkeit der Bauteile im realen Fahrbetrieb. Jedoch sind Straßenerprobungen mit Laufstrecken von beispielsweise 150.000 km wegen des großen Zeitbedarfs kaum sinnvoll durchführbar. Selbst mit einer (auf der Landstraße völlig unrealistischen) Durchschnittsgeschwindigkeit von 90 km/h würden rund 170 Tage bei 10 h Fahrtzeit benötigt. Inklusive notwendiger Wartungsarbeiten und unter Beachtung von Sicherheitsaspekten und Arbeitszeitregelungen würde das rund 8–9 Monate in Anspruch nehmen, was in einem Entwicklungsablauf untragbar wäre. Es ist also eine Zeitraffung notwendig, diese kann aus Abb. 9.8 abgeleitet werden.

Die dargestellten Kurven zeigen beispielhaft, qualitativ und vereinfacht für die Radaufstandskraft des Vorderrads, wie oft bestimmte Belastungen bei verschiedenen Straßenprofilen und unterschiedlichen Fahrweisen auftreten [9.1]. Unverkennbar ist das Überwiegen niedriger Lasten auf allen Strecken und bei jeder Fahrweise. Hohe Belastungen

treten mit größerer Häufigkeit nur bei Extremstrecken auf, also auf der Rennstrecke mit entsprechendem Fahrer und auf ausgesprochenen Schlechtwegstrecken (Strecke 4, Nordgriechenland). Auf der Rennstrecke ergeben sich die hohen Belastungen am Vorderrad aus den häufigen, extremen Bremsungen, auf der Schlechtwegstrecke aus den vielen Schlägen, die auf das Vorderrad einwirken. Überraschend ist dabei der recht ähnliche Verlauf zwischen Schlechtwegstrecke und Rennkurs.

Den Einfluss der Fahrweise zeigt sehr eindrucksvoll der Vergleich zwischen den beiden unterschiedlichen Fahrern auf der Rennstrecke (2 und 3). Der Durchschnittsfahrer erreicht durchgängig nur etwa 65 % der Vorderradlast wie der Rennfahrer, ein deutlicher Hinweis auf das viel härtere Anbremsen der Kurven durch den Profifahrer und den vergleichsweise großen Abstand, den der Normalfahrer von der maximal möglichen Bremsverzögerung hält. Die Unterschiede in der Belastung zwischen Rennstrecke und Landstraße sind beim Durchschnittsfahrer überraschend klein, Kurven 1 und 3. Im sogenannten Normalkollektiv, gefahren im regulären Verkehr auf normalen Straßen mit überwiegendem Landstraßenanteil und unter Beachtung aller Verkehrsregeln, sind lediglich die Maximalbelastungen etwas kleiner, das häufigere Auftreten mittlerer und niedriger Belastungen ergibt sich natürlicherweise aufgrund der 30fachen Fahrstrecke.

Der Vergleich der Belastungskollektive lässt sehr deutlich erkennen, dass alle Betriebsbeanspruchungen, selbst die während einer extrem langen Fahrstrecke von 300.000 km, mit erheblich kürzeren Fahrzyklen unter entsprechend erhöhten Belastungen mit ausreichender Sicherheit nachgebildet werden können. So decken bereits 10.000 km Nürburgring weitgehend alle Belastungen ab, die während eines Motorradlebens auftreten, wobei ein gemäßigtes Renntempo (Kurvenverlauf zwischen 2 und 3) bereits ausreichend wäre. Die große Häufigkeit niedriger Belastungen, die bei der kurzen Fahrstrecke nicht auftritt, spielt für die Betriebsfestigkeit der Fahrwerksbauteile keine wesentliche Rolle.

Daraus kann man ableiten, dass man Fahrzeug-Dauererprobungen auf der Straße mit erheblich kürzeren Laufstrecken fahren kann, wenn man die Streckenprofile geeignet wählt. Mit einer klugen Kombination aus Rennstrecken, Landstraßen, Autobahnen und Schlechtwegstrecken, können mit verkürzten Laufstrecken (und damit in relativ kurzer Zeit) mechanische Belastungen für die Fahrwerksbauteile aufgebracht werden, die denen eines ganze Motorradlebens entsprechen. Derartige Dauererprobungen gehören bei jedem Motorradhersteller fest zum Testprogramm während der Entwicklung.

9.2 Steifigkeitsuntersuchungen

Zur Messung der statischen Steifigkeiten an Rahmen, Gabel und Schwinge, die zu Vergleichszwecken, zur Verifikation von Finite-Elemente-Berechnungen und für fahrdynamische Untersuchungen benötigt werden, werden spezielle Prüfvorrichtungen verwendet. Sie müssen selbst eine sehr hohe Eigensteifigkeit haben, um zu korrekten Messergebnissen zu gelangen. Einen früher verwendeten Prüfstand zur statischen Steifigkeit zeigt Abb. 9.9.

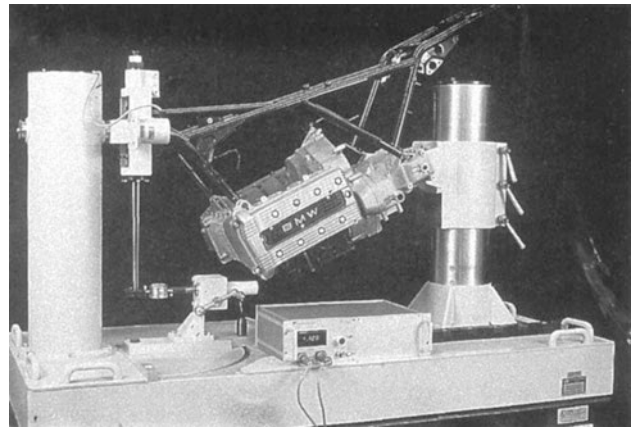


Abb. 9.9 Früher gebräuchliche Einrichtung zur Messung der statischen Steifigkeit eines Motorradrahmens (BMW)

Das Bauteil, im gezeigten Beispiel der Rahmen, wird an einer Lagerstelle (Schwingenlager) fest eingespannt. Am freien Ende (Steuerkopf) wird dem Rahmen über einen Hebel, der in der wirksamen Länge der Vorderradführung entspricht, ein definierter Verformungsweg vorgegeben. Durch eine Messeinrichtung (Kraftmessdose) im Versuchsaufbau kann die sich mit der Verformung einstellende Kraft und damit die Steifigkeit des Rahmen ermittelt werden.

Für moderne Anforderungen, wie sie unter anderem die Berechnung stellt, wird ein größerer Messaufwand betrieben. Heute ist man dazu übergegangen, nicht mehr die Steifigkeit der Einzelteilen separat zu bestimmen, sondern das Gesamtfahrwerk, also Rahmen, Radführungen und Räder als Einheit zu vermessen. Das entspricht auch der Realität, denn die Gesamtsteifigkeit aller Bauteile im Verbund bestimmt letztlich das Fahrverhalten. Durch Messung der Verformungswege an einer Vielzahl von Messstellen, kann jedoch die Steifigkeit der Einzelteile ebenfalls berechnet werden. Bezugspunkt für alle Koordinaten ist weiterhin die Schwingenlagerung. Die Krafteinleitungspunkte liegen in der Regel in den Radaufstandspunkten, das Torsionsmoment für die Messung der Torsionssteifigkeit der Vorderradführung wird über den Lenker aufgebracht. Abb. 9.10 zeigt die gesamthaft eine derartige Messeinrichtung und Abb. 9.11 definierte Messpunkte an einer Vorderradführung mit Telelever.

Die Krafteinleitung und weitere Messpunkte an Vorderrad- und Hinterradführungen verschiedener Fahrzeuge sind in Abb. 9.12 dargestellt.

Für einen direkten Ergebnisvergleich von Steifigkeitsmessungen ist es notwendig, sehr genau auf die Einhaltung gleicher Mess- und Einspannbedingungen zu achten; dann kann man vergleichende Aussagen treffen. Steifigkeitswerte, die unter abweichenden Messbedingungen oder ohne deren genaue Kenntnis ermittelt wurden, lassen keine sicheren Aussagen zu und müssen mit Vorsicht betrachtet werden.

Abb. 9.13 und 9.14 zeigen exemplarische Messergebnisse mit einem Vergleich der Steifigkeiten verschiedener Radführungssysteme an verschiedenen Motorradtypen. Dar-

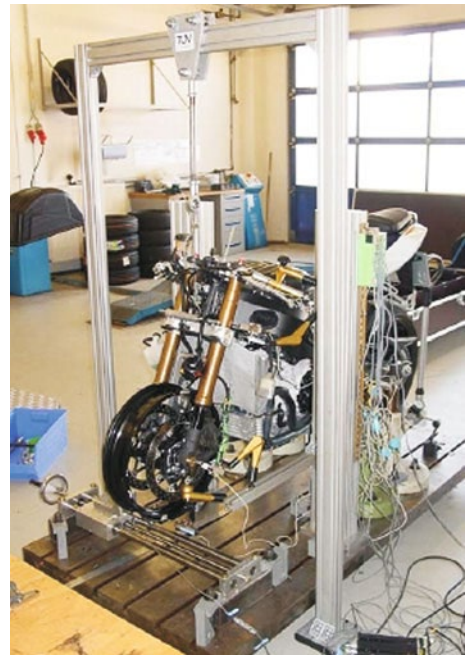


Abb. 9.10 Moderner Messaufbau zur Steifigkeitsmessung

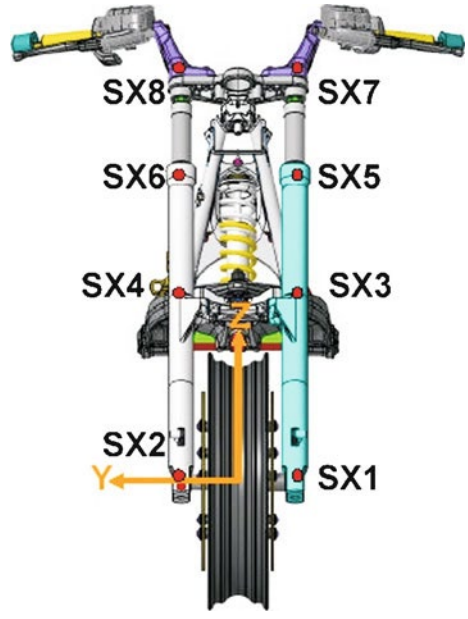


Abb. 9.11 Messpunkte

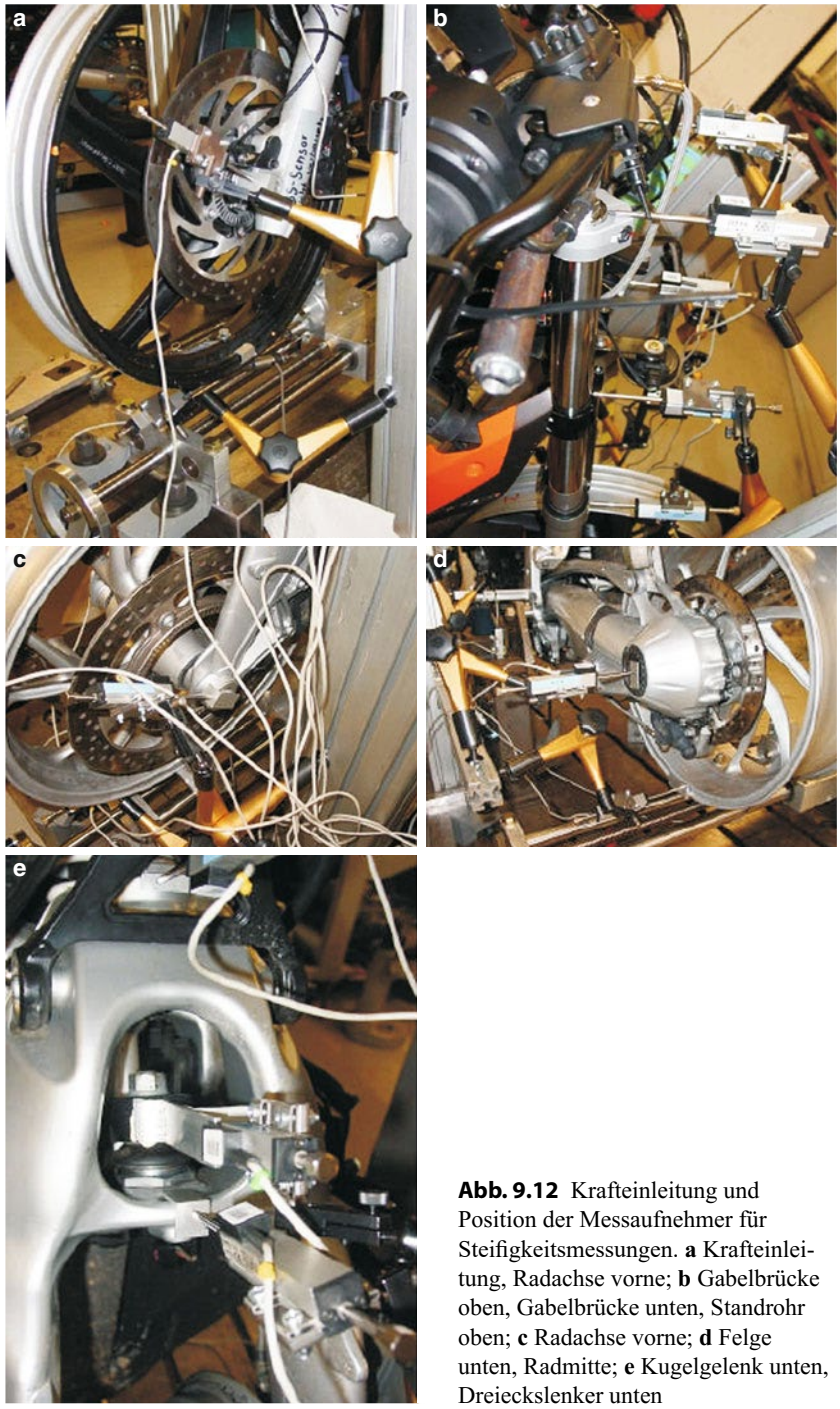


Abb. 9.12 Krafteinleitung und Position der Messaufnehmer für Steifigkeitsmessungen. **a** Krafteinleitung, Radachse vorne; **b** Gabelbrücke oben, Gabelbrücke unten, Standrohr oben; **c** Radachse vorne; **d** Felge unten, Radmitte; **e** Kugelgelenk unten, Dreieckslenker unten

gestellt sind die Relationen zueinander, auf absolute Zahlenangaben und Modell- bzw. Herstellerbezeichnungen wurde bewusst verzichtet.

Man erkennt deutlich, wie sich die unterschiedlichen Konstruktionen auf die Steifigkeiten auswirken. In der Längssteifigkeit sind der Duolever und der Telelever selbst hochwertigen Upside-down Telegabeln (Supersportler „SuSp“) um das zwei- bis dreifache überlegen. Hier kommt die Abstützung der Kräfte über Längslenker bei diesen Konstruktionen voll zum Tragen. Gerade bei ABS-Bremsungen mit hohen pulsierenden Längskräften ist kann das von Vorteil sein. In der Seitensteifigkeit erreicht der Duolever konstruktionsbedingt nahezu die doppelten Werten der Telegabel. Der Telelever liegt etwa auch gleichem Niveau wie die hochwertige Telegabel, weil bei seitlicher Krafteinwirkung der Längslenker nur wenig versteifende Wirkung hat. Im Vergleich der Telegabeln zwischen einer Mittelklasse-Enduro und einem Supersportler schlägt sich der höhere konstruktive Aufwand, der größere Standrohrdurchmesser und der geringere Federweg in höheren Steifigkeitswerten nieder.

Im Vergleich der Hinterradschwingen, Abb. 9.14, wird deutlich, dass für leistungsstarke Motorräder in etwa vergleichbare Werte in der Steifigkeit erreicht werden. Verglichen wurde eine Einarmschwinge mit einer Zweiarm-Konstruktion (Supersport), die in der Seitensteifigkeit etwa 10 % höher liegt. Auch fällt die Enduro-Schwinge mit ihrer einfacheren Konstruktion ab. Ein Nachteil ist das nicht, denn bei nur etwa halber Motorleistung und einem anderen Einsatzzweck bestehen einfach auch geringere Anforderungen an die Steifigkeit.

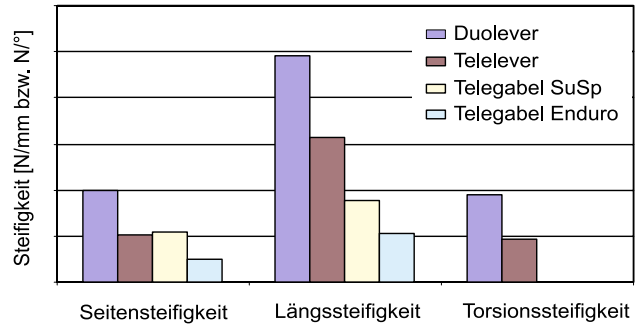


Abb. 9.13 Steifigkeitsvergleich verschiedener Vorderradführungen

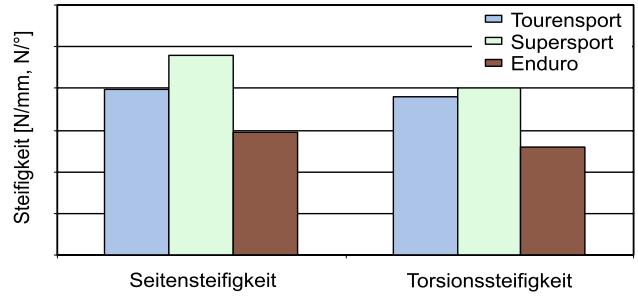


Abb. 9.14 Steifigkeitsvergleich verschiedener Hinterradschwingen

9.3 Produktabsicherung gegen unübliche Extremnutzung

In allen etablierten Industriestaaten gelten inzwischen Produkthaftungsgesetze. Diese schreiben vor, dass Hersteller nicht nur für Schäden durch fehlerhafte Produkte haften müssen, sondern auch für (Folge-) Schäden, die durch einen „vorhersehbaren Gebrauch außerhalb der normalen Nutzung" hervorgerufen werden. Die Grenzen zwischen Vernunft und Unvernunft bzw. Missbrauch bei der Nutzung durch den Kunden sind hierbei nicht klar definiert, es kommt dabei unter anderem auch auf die Produktpräsentation und Werbung durch den Hersteller an.

Wenn beispielsweise in Werbe-Videos eines Motorradherstellers mit extremen Fahrmanövern, wie zum Beispiels wheelies, geworben wird, wird der Käufer annehmen, dass dieses Motorrad solche Belastungen auch ohne Folgeschäden aushält. In einem Rechtsstreit würde es für den Hersteller schwierig, Defekte am Fahrzeug, die nach einem wheelie auftreten, als „nicht bestimmungsmäßigen Gebrauch" abzutun und Schadensersatz zu verweigern. Daher gehören Versuche unter extremen Bedingungen heutzutage zum regulären Testprogramm der Hersteller.

In Tab. 9.1 sind einige dieser Absicherungsversuche aufgelistet. Auf Einzelheiten soll aber unter anderem auch aus Gründen des know-how-Schutzes nicht eingegangen werden.

Abb. 9.15 zeigt einen speziellen Prüfstand für wheelie-Versuche, wie er bei BMW Motorrad im Betriebsfestigkeitslabor verwendet wird. Bei einem solchen Versuch wird das Motorrad bis zu einer definierten Winkelposition um das Hinterrad gedreht und dann ausgeklinkt. Als Besonderheit und zur bestmöglichen Annäherung an die Realität wird dabei das Vorderrad vorm Ausklinken über eine Rolle in eine schnelle Drehbewegung versetzt. Die Massenträgheit aus der Drehung erzeugt beim Auftreffen des Rades einen zusätzlichen Kraftimpuls für die Vorderradführung, der durch diese Versuchsanordnung sehr realitätsnah

Tab. 9.1 Auswahl von Extremtests zur Produktabsicherung

Test	Beurteilungskriterien
Wheelie und stoppie	Festigkeit Fahrwerk Ölversorgung Motor
Umfalltest (Fahrzeug wird im Stand ausgelassen und fällt um)	Ausmaß der Beschädigungen
Überfahren von Bordsteinkanten	Beschädigung Räder
Fahren mit falschem Luftdruck	Fahrverhalten, Fahrsicherheit
Überladung des Fahrzeugs	Fahrverhalten
Motorbetrieb mit falschem Ölstand (Überfüllung und Unterfüllung)	Ölauswurf, Ölpanschen, Motorschäden
Schalten ohne Kupplung	Schädigung Getriebe

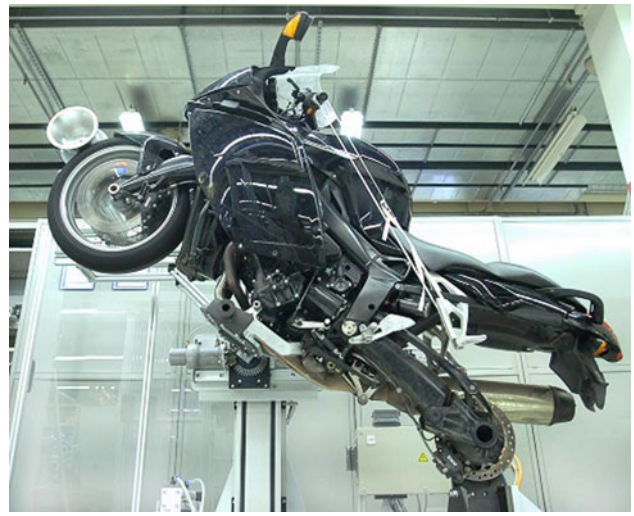


Abb. 9.15 wheelie Prüfstand (BMW)

nachgebildet wird. Dieser Test wird mit einer definierten Anzahl wiederholt; er gilt als bestanden, wenn nach diesem Test und nach den weiteren nachgeschalteten Dauerversuchen mit denselben Bauteilen keinerlei Schäden am Rad, an der Vorderradführung oder am Rahmen auftreten.

Fahrdynamik und Fahrversuch

10

Jürgen Stoffregen

Die Stabilisierung des Motorrads erfolgt durch Kreiselkräfte und auf dieser Grundlage muss auch die Fahrdynamik betrachtet werden. Die Zusammenhänge sind kompliziert und für eine präzise Beschreibung aller Vorgänge wäre eine Darstellung der Kreiselmechanik vonnöten. Diese setzt jedoch Kenntnisse der Mathematik und Mechanik voraus, die auch beim technisch vorgebildeten Leser nicht erwartet werden kann. Deshalb wird für dieses Buch eine vereinfachte, dafür aber anschauliche Darstellung gewählt, die allgemein verständlich ist. Unschärfen werden dabei in Kauf genommen und sind für die Praxis kaum relevant. Der wissenschaftlich interessierte Leser, der sich eine exakte Darstellung wünscht, wird an dieser Stelle auf die Fachliteratur zur Kreiselmechanik verwiesen.

Behandelt werden in diesem Kapitel die Vorgänge der Geradeausstabilisierung, die Grundlagen der Kurvenfahrt und die Instabilitäten, die beim Fahren auftreten können. Ein wichtiger Aspekt bei der Motorrad-Fahrdynamik ist das enge Zusammenspiel zwischen Fahrwerksreaktionen und Fahrer sowie die ausgeprägte Rückwirkung des Fahrers auf das Fahrverhalten. Es sind u. a. diese menschlichen Einflussfaktoren, die es mit sich bringen, dass bei der Fahrdynamik manche Vorgänge (noch) nicht exakt berechenbar sind, sondern man auf das subjektive Fahrerempfinden bei der Beurteilung weiterhin angewiesen ist.

Allerdings sind die mathematischen Modelle, die zur rechnerischen Simulation des Fahrverhaltens verwendet werden, mittlerweile weit fortgeschritten. Das Zusammenspiel von Fahrzeug, Fahrer und Fahrbahn bei beliebigen Fahrmanövern lässt sich damit vorausberechnen. Die Ergebnisse können als Computeranimation dargestellt werden, so dass die Fahrzeugreaktionen anschaulich sichtbar gemacht werden können. Eine erste und realitätsnahe Vor-Aussage zum späteren Fahrverhalten und zur Fahrstabilität wird mit diesen Simulationsrechnungen schon in der Konstruktionsphase und ohne den Aufbau von Proto-

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2018
J. Stoffregen, *Motorradtechnik*, ATZ/MTZ-Fachbuch
https://doi.org/10.1007/978-3-658-07446-3_10

typen möglich. Wegen der Komplexität der mathematischen Zusammenhänge wird auf die Simulationsrechnung nicht näher eingegangen; dem interessierten Leser wird die Literatur zu diesem Thema, [10.1–10.3], empfohlen.

10.1 Geradeausfahrt und Geradeausstabilität

Als Einspurfahrzeug befindet sich das Motorrad im labilen Gleichgewicht und wird (im Gegensatz zum Auto) rein dynamisch stabilisiert, eine Erfahrung, die man schon im Kindesalter beim Erlernen des Radfahrens macht. Die für die Fahrdynamik wesentliche Frage lautet:

Warum fährt ein Einspurfahrzeug ohne umzufallen?

Zur Klärung dieser Frage müssen zunächst die geometrischen Gegebenheiten am Motorradfahrwerk und die Kraftwirkungen beim Fahren betrachtet werden. Eine wichtige Rolle spielen dabei, die Kreiselkräfte am drehenden Rad, die die Stabilisierung des Motorrades bewirken und seine Eigenarten bei der Einleitung von Kurvenfahrten begründen.

10.1.1 Kreiselwirkung und Grundlagen der dynamischen Stabilisierung

Als *Kreisel* wird jeder massebehaftete Körper bezeichnet, der in einem Punkt drehbar gelagert ist (Rotationszentrum) und eine schnelle Rotation um diesen Punkt ausführt. Die drehenden Räder eines Motorrades – aber auch jedes drehend Teil beispielsweise im Motor – sind also Kreisel im physikalischen Sinn. An ihnen wirken Kreiselkräfte. Die vielleicht noch aus der Kindheit geläufigen Spielzeug-Kreisel haben uns damals schon fasziniert, weil sie sehr lagestabil waren, selbst wenn man ihnen einen Stoß versetzt hat. Genau diese, dem Kreisel innewohnende Stabilität (Erhaltung des Drehimpulses) bildet die Grundlage des stabilen Fahrverhaltens unserer Motorräder.

Die Kreiselkräfte sind ihrer Natur nach Trägheitskräfte. Aus der Physik und aus der Erfahrung sind uns die Trägheitskräfte sehr geläufig (siehe auch Glossar technischer Grundbegriffe im Anhang). Jeder Körper hat ein Beharrungsvermögen (Massenträgheit) und widersetzt sich Änderungen seines Zustands. Will man einen ruhenden Körper vorwärts bewegen, benötigt man eine Kraft, um ihm die Bewegung aufzuzwingen. Ein Körper in Bewegung ist bestrebt diese beizubehalten und widersetzt sich Änderungen seiner Bewegung oder Bewegungsrichtung. Für jede Änderung des Zustands oder der Richtung wird eine Kraft benötigt. Dieses ist uns bei der geradlinigen (translatorischen) Bewegung unmittelbar geläufig und eingängig und ist im oberen Teil von Abb. 10.1 schematisch mit Pfeilen dargestellt. Das graue Quadrat (Masseteilchen) wird beschleunigt und es tritt die Trägheitskraft in entgegen gesetzter Richtung in Erscheinung, die versucht das Masseteilchen an der Bewegung zu hindern.

Die gleiche Gesetzmäßigkeit wenden wir nun analog auf ein Masseteilchen (blaues Quadrat) auf einem Rad an, das sich mit konstanter Geschwindigkeit um seine Achse dreht, Abb. 10.1 (unterer Bildteil, linkes Teilbild). Eingezeichnet sind nur die Kraftpfeile, die zur



OBJEKTIVE BEWERTUNG VON FAHRZEUGEIGENSCHAFTEN

AVL-DRIVE™ FÜR MOTORRÄDER

AVL-DRIVE™ für Motorräder ist ein Tool zur umfassenden und objektiven Bewertung von Fahrbarkeit und Handlingeigenschaften – Grundlage für die Definition der Marken-DNA.

- **Konsistent:** Reproduzierbare objektive Bewertung der Fahreigenschaften auf Basis von gemessenen physikalischen Werten
- **Effizient:** Zielorientierte Entwicklung dank Bewertung der Fahreigenschaften in Echtzeit, in Kombination mit automatisch generierten Reports
- **Flexibel:** AVL-DRIVE™ unterstützt in allen Phasen des Entwicklungsprozesses, von der Simulation bis zum Testen auf der Straße

www.avl.com, driveability@avl.com

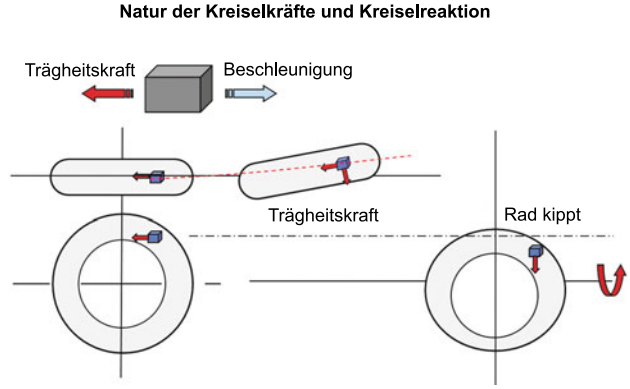


Abb. 10.1 Herleitung der Kreiselkräfte aus Trägheitskräften

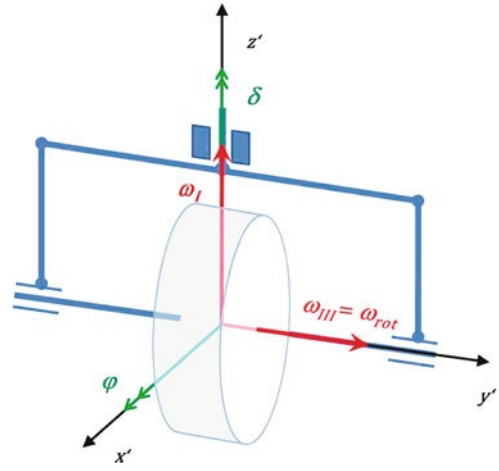


Abb. 10.2 Geführter Kreisel – Koordinatensystem und Rotationsvektoren

Erläuterung notwendig sind. Aufgrund der Kreisbewegung wirkt auf das Teilchen eine konstante tangentiale Trägheitskraft. Wenn wir dieses Rad jetzt zusätzlich auslenken, es also um eine senkrecht zur Radachse verlaufende Achse schwenken, dann wird auch das Masseteilchen seitlich ausgelenkt (rot gestrichelte Kurve) und verlässt seine ursprüngliche Kreisbahn. Gemäß der Trägheitsgesetze tritt dann eine (Trägheits-)Kraft auf, die versucht, das Masseteilchen an der Auslenkung zu hindern und es auf seine ursprüngliche Bahn zurückzubringen. Beide Trägheitskräfte überlagern sich nun, was dazu führt, dass das Rad eine Ausweichbewegung vollführt und aus der Senkrechten in eine Schräglage kippt.

Die Drehachsen des Rades als Kreisel und die entsprechenden Rotationsvektoren sind in Abb. 10.2 dargestellt. Wegen der Einspannung des Rades in die Radaufhängung und der Lenkung wird das System als *geführter Kreisel* bezeichnet.

Wir fassen zusammen: Kreisel haben das Bestreben, ihre eingenommene Lage stabil beizubehalten. Zwingt man dem Kreisel (dem Rad) eine zusätzliche (langsame) Drehbewegung um eine andere Achse (die nicht Rotationsachse ist) auf, zum Beispiel die Lenk-

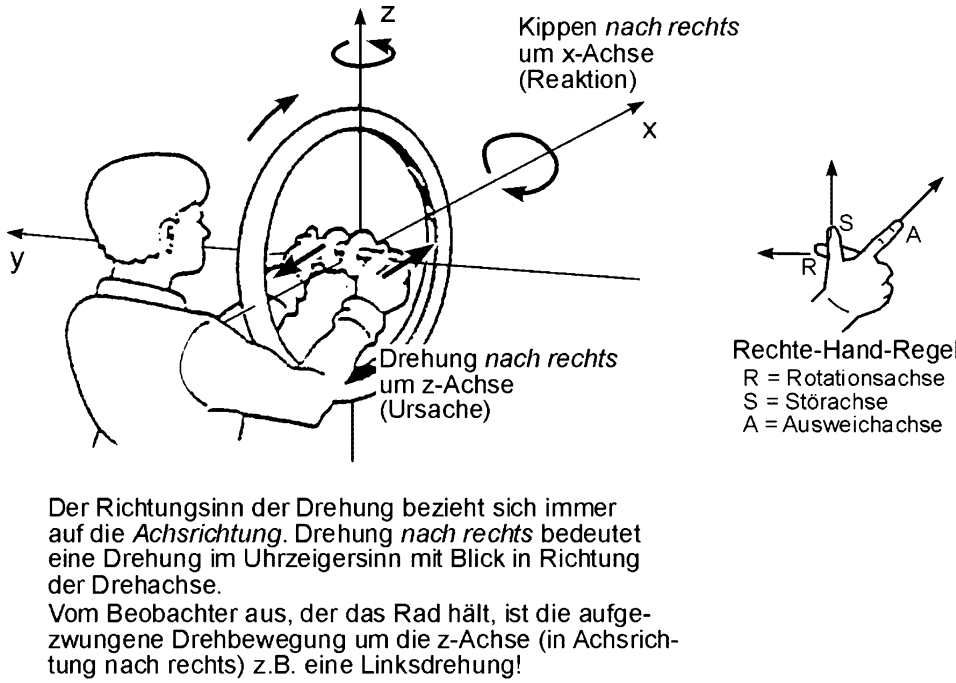


Abb. 10.3 Ausweichbewegung eines rotierenden Rades bei Drehung um eine vertikale Achse (Rechte-Hand-Regel)

achse, so weicht der Kreisel *senkrecht* zu dieser Achse, aus. Er versucht damit, seine Rotationsachse in (gleichsinnige) Übereinstimmung mit der Achse der aufgezwungenen Drehbewegung (in unserem Fall die Lenkachse) zu bringen. Dieses Ausweichen wird als Präzession bezeichnet. Abb. 10.3 verdeutlicht am Beispiel eines schnell um seine horizontale Achse rotierenden Rades die beschriebene Kreiselreaktion noch einmal.

Dem Rad wird eine Drehung nach *rechts* um die eingezeichnete, vertikale *z*-Achse (Störachse) aufgeprägt. Das Rad weicht dann *senkrecht* zu dieser Achse aus, d. h. es kippt in eine schräge Lage um die *x*-Achse nach *rechts*. Dieses Verhalten kann man im Eigenversuch z. B. mit Hilfe eines drehenden Fahrradrades, das man mit den Händen an der Radachse festhält und dann in der gezeigten Weise zu drehen versucht, sehr anschaulich nachvollziehen.

Die Ausweichbewegung lässt sich auf einfache Weise mit Hilfe der rechten Hand ermitteln (Rechte-Hand-Regel). Dazu muss man aber zuvor die Lage und *Richtungsorientierung* der Drehachsen eindeutig festlegen. Eine Drehbewegung nach *rechts* bedeutet, dass die Drehung in *Richtung der Achse* im Uhrzeigersinn erfolgt.

Die Rechte-Hand-Regel wird dann wie folgt angewendet, vgl. Abb. 10.3:

- Daumen, Zeigefinger und Mittelfinger werden abgespreizt, so dass sie zueinander rechte Winkel bilden.

- Der Mittelfinger (R) zeigt in Orientierungsrichtung der Radachse (Rotationsachse) und die Hand wird so gehalten, dass der Daumen (S) in Richtung der Achse, um die das Rad zusätzlich gedreht werden soll (Störachse bzw. Lenkachse im realen Fall), zeigt.
- Die Handhaltung muss so sein, dass die Radrotation um die Mittelfingerrichtung nach *rechts* erfolgt, d. h. in Blickrichtung auf die Fingerspitze rotiert das Rad im Uhrzeigersinn. Der Daumen wird so gehalten, dass er für die aufgezwungene Drehbewegung eine *Rechts*drehung anzeigt. Die Hand muss ggf. in die entsprechende Richtung geschwenkt werden, d. h. die Fingerspitzen zeigen in die (positive) Achsrichtung.
- Dann zeigt der Zeigefinger (A) genau die Richtungsorientierung der Achse an, um die das Rad als Ausweichreaktion nach *rechts* dreht (Ausweichachse).

Die Rechte-Hand-Regel versinnbildlicht damit die eingangs erwähnte Kreiseleigenschaft, dass sich die Rotationsachse in die gleiche Richtung stellen will wie die Störachse. Denn mit einer Drehung der Hand um den Zeigefinger nach rechts, würde der Mittelfinger die vormalige Richtungsposition des Daumens einnehmen.

Es sollen nun diese Erkenntnisse der Kreiselbewegung auf das *geradeaus fahrende* Motorrad angewendet werden. Aufgrund der Lenkbarkeit des Vorderrades spielen sich die für die Stabilisierung der Fahrt wichtigen Vorgänge überwiegend dort ab. Das Hinterrad wirkt zwar ebenfalls als Kreisel, sein Stabilisierungsbeitrag ist aber für eine grundsätzliche Behandlung der Vorgänge von untergeordneter Bedeutung.

Wir betrachten also nur das (gelenkte) Vorderrad, das auf einer ideal ebenen Fahrbahn exakt geradeaus rollt. Für die Kreiselwirkung nehmen wir vereinfachend an, die Lenkachse stehe senkrecht auf der Fahrbahn und gehe durch den Radmittelpunkt. Wir vernachlässigen also bewusst die Einflüsse, die der Nachlauf und die Schrägstellung der Lenkachse auf die Kreiselwirkung haben, was für eine prinzipielle Erläuterung der Stabilisierungsvorgänge zulässig ist.

Die Geradeausfahrt soll nun durch äußere Einflüsse, z. B. eine plötzlich auftretende Seitenwindböe, gestört werden. Das Motorrad kippt aufgrund der Störung etwas nach rechts (in Fahrtrichtung betrachtet!) und nimmt eine geringfügige Schräglage ein. Aus Erfahrung wissen wir, dass sich das Motorrad dann sehr schnell wieder von selbst stabilisiert. Bei genauer Betrachtung wird jedoch ein komplexer Ablauf in Gang gesetzt, der aus der Kreiselwirkung des Vorderrades herrührt und schrittweise nachvollzogen werden soll. Dazu wird die Abb. 10.4 betrachtet und die Rechte-Hand-Regel angewendet.

Hinweis: Bei den nachfolgenden Richtungsangaben (rechts/links) muss immer sorgfältig unterschieden werden, ob es sich um Drehrichtungen am Kreiselsystem (Vorderrad) oder den Richtungen aus der Sicht des Fahrers, d. h. bezogen auf die Fahrtrichtung, handelt!

Wenn das Motorrad auf der Fahrbahn (x-y-Ebene) in Fahrtrichtung nach rechts kippt, kann man das auch als ein Schwenken des Vorderrades um die x-Achse in seinem Aufstandspunkt auffassen. Die x-Achse ist dann für das Kreiselsystem Vorderrad die Störachse der aufgezwungenen Drehung. Bei der Anwendung der Rechte-Hand-Regel muss also jetzt der Daumen in Richtung der x-Achse zeigen, und der Zeigefinger deutet nach unten, in

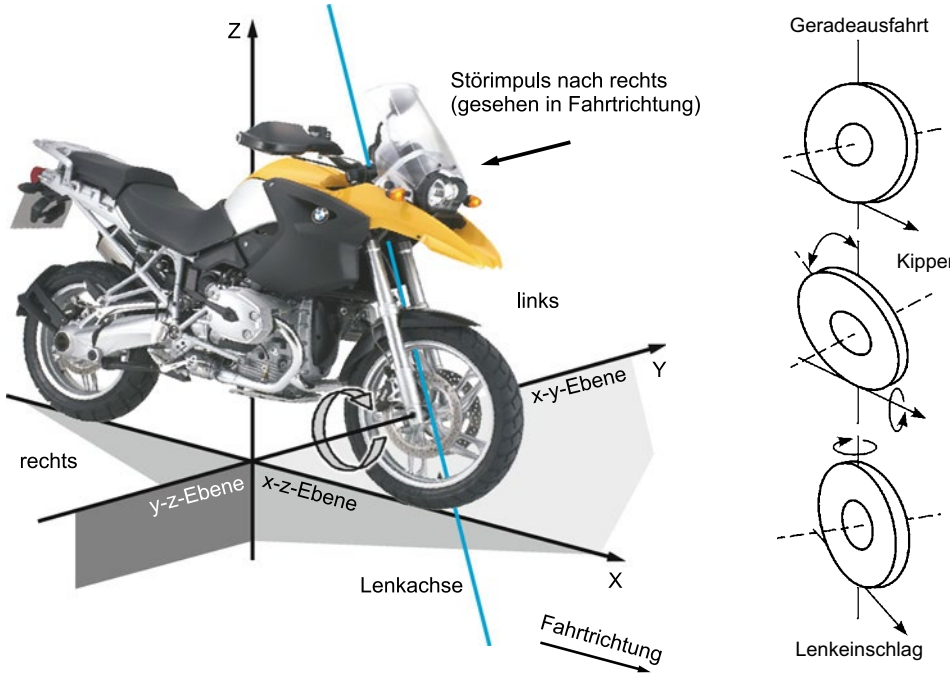


Abb. 10.4 Stabilisierung der Geradeausfahrt, Kippen und Lenkeinschlag (Phase I)

entgegengesetzter Richtung der *z*-Achse. Die Ausweichbewegung des Kreiselsystems ist eine Drehung nach rechts, um die Achse in Zeigefingerrichtung (Ausweichachse). Demzufolge macht das Vorderrad als Reaktion auf den seitlichen Störimpuls einen Lenkeinschlag nach rechts (in Fahrtrichtung gesehen).

Für die erste Reaktion (Phase I) auf einen seitlichen Störimpuls gilt also:

- Ein seitliches Kippen des Motorrades (Vorderrad) nach rechts (in Fahrtrichtung), hat einen Lenkeinschlag ebenfalls nach rechts (in Fahrtrichtung) zur Folge.

Der Lenkeinschlag selbst wirkt als neue Störgröße für die Kreiselbewegung, denn dem Vorderrad wird der Lenkeinschlag aufgezwungen (es spielt dabei keine Rolle, dass diese aufgezwungene Drehung vom System selbst verursacht wurde). Es kommt zu einer Folgereaktion am Vorderrad, Abb. 10.5.

Aufgrund des Lenkeinschlags versucht sich jetzt die Rotationsachse (Radachse) des Vorderrades in Richtung der Störachse zu drehen. Wendet man die Rechte-Hand-Regel erneut an (jetzt muss der Daumen als Störachse nach unten zeigen), so ergibt sich als Reaktion auf den Lenkeinschlag eine Kippbewegung des Vorderrades auf der Fahrbahn, d. h. um die *x*-Achse nach *links* (in Fahrtrichtung gesehen!). Das Vorderrad und mit ihm das ganze Motorrad richten sich also aus ihrer vorherigen, gekippten Lage auf (Phase II). Zur

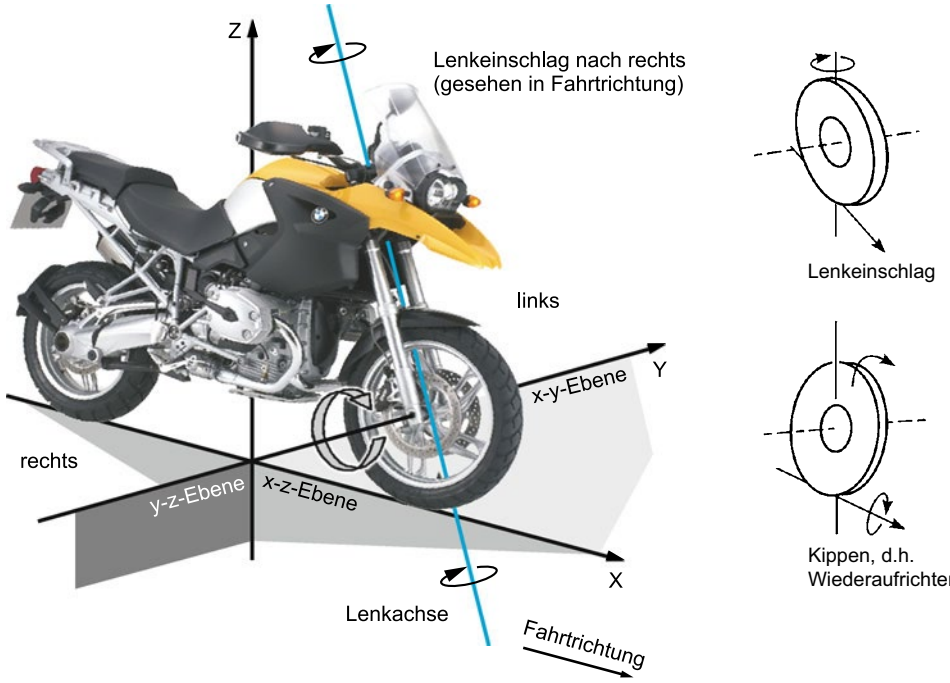


Abb. 10.5 Stabilisierung der Geradeausfahrt, Lenkeinschlag und Aufrichten (Phase II)

Verdeutlichung möge der Leser die einzelnen Phasen mit Hilfe der Rechte-Hand-Regel selber einmal nachvollziehen.

Es gilt:

- Ein Lenkeinschlag des Vorderrades nach rechts (in Fahrtrichtung), hat ein Kippen des Motorrades nach links (in Fahrtrichtung) zur Folge.

Die Stabilisierung der Fahrt nach einer seitlichen Störung ist also aus zwei sich gegenseitig verursachenden Phasen zusammengesetzt, dem Lenkeinschlag in die Kipprichtung und dem anschließenden Wiederaufrichten aus der gekippten Lage.

Eigentlich ist der Stabilisierungsvorgang damit abgeschlossen, denn das Fahrzeug hat seine ursprüngliche Lage wieder eingenommen. Es steht senkrecht auf der Fahrbahn, und die Lenkung ist wieder in Geradeausposition. Genau betrachtet, und das entspricht auch dem realen Fall, wird der beschriebene, zweiphasige Stabilisierungsvorgang mehrmals durchlaufen. Das aufrichtende Kreiselmoment stellt das Motorrad ja nicht exakt in die senkrechte Position, sondern beim Wiederaufrichten schwingt das Motorrad ein wenig über die Mittelstellung hinaus auf die andere Seite. Dies setzt erneut den Stabilisierungsmechanismus, nur eben zur anderen Seite, in Gang. Es wirken aber im System auch Reibungs- und Dämpfungskräfte, die dafür sorgen, dass die Lenkwinkel- und Kippausschläge bei der

Stabilisierung rasch kleiner werden. Das System käme also im Idealfall von selbst zur Ruhe. Weil aber immer kleinste Störungen vorhanden sind (die Fahrbahn ist nie geometrisch exakt eben, der Reifen und die Gewichtsverteilung des Motorrades sind nicht symmetrisch, es greifen aerodynamische Kräfte unsymmetrisch am Motorrad an, usw.), finden ständige Stabilisierungsvorgänge in der zuvor beschriebenen Art statt. Nur werden diese vom Fahrer oder auch einem Beobachter nicht wahrgenommen, weil die Lenkausschläge und Seitenneigungen minimal sind. Ein Motorrad fährt aber aus diesen Gründen nie exakt geradeaus, sondern es bewegt sich entlang einer Schlangenlinie.

Die Stabilisierung durch die Kreiselkräfte findet ab einer Geschwindigkeit von etwa 35 km/h *selbsttätig ohne aktiven Fahrereingriff* statt; wäre dies nicht der Fall, wäre freihändiges Fahren nicht möglich. Unterhalb dieser Grenzgeschwindigkeit, die von Fahrzeug zu Fahrzeug etwas differiert, muss das Fahrzeug durch Gewichtsverlagerung des Fahrers und aktive Lenkausschläge ausbalanciert werden (deshalb ist sehr langsames Fahren schwerer als Schnellfahren, und deshalb lernen Kinder Radfahren leichter, wenn man sie durch Anschieben auf eine höhere Geschwindigkeit bringt).

Unbewusst greift allerdings der Fahrer auch bei höherer Geschwindigkeit durch minimale Lenkkorrekturen und kleinste Gewichtsverlagerungen unablässig in den Regelprozess ein. Ein sehr wichtiger Einfluss des Fahrers ist die aktive Dämpfung des Lenksystems und die Koppelung des Lenksystems an das übrige Fahrzeug.

Das Hinterrad ist durch seine Kreiselkräfte selbstverständlich an der Stabilisierung beteiligt. Sein Einfluss ist aber, wie eingangs schon erwähnt, eher gering, weil das Hinterrad neben seiner Drehung keinen weiteren Freiheitsgrad hat; es wird ja starr in der Schwinge geführt. Da die Kreiselkräfte allein an die Raddrehung und nicht an eine Vorwärtsbewegung gekoppelt sind, funktioniert die Stabilisierung z. B. auch, wenn das Motorrad auf einem Rollenprüfstand steht, vorausgesetzt das Vorderrad dreht sich mit. Eine Abstützung des Fahrzeugs ist also nicht erforderlich; selbst freihändiges Fahren funktioniert problemlos.

Bisher noch nicht eingegangen wurde auf die Wirkung des *Nachlaufs*, der eine weitere, sehr wichtige Größe für die Fahrstabilität darstellt, vgl. auch Abschn. 8.1. Ein Nachlauf stellt sich am Vorderrad ein, wenn der Radaufstandspunkt (Senkrechte auf Fahrbahn durch die Radmittenachse) und die Verlängerung der schrägstehenden Lenkachse (Lenkkopfwinkel α) *nicht* zusammenfallen. Der Nachlauf wird umso größer, je flacher (kleiner) der Lenkkopfwinkel wird.

Abb. 10.6 verdeutlicht die stabilisierende Wirkung des Nachlaufs. Wird das Vorderrad aus seiner Geradeausposition seitlich ausgelenkt (Winkel δ), so wandert der Radaufstandspunkt in eine seitlich versetzte Position, denn das Rad dreht ja um die Lenkachse (und nicht um den Radaufstandspunkt). Infolge der Schrägstellung der Lenkachse schwenkt das Rad auf einer gekrümmten Bahn aus und stellt sich schräg (Radsturz). Das soll hier ebenso vernachlässigt werden wie die Tatsache, dass sich damit strenggenommen auch die Schwerpunktlage des Motorrades ändert. Die tatsächliche Radstellung beim Lenkeinschlag lässt sich an einem Motorrad, das auf dem Hauptständer aufgebockt ist, sehr gut nachvollziehen.

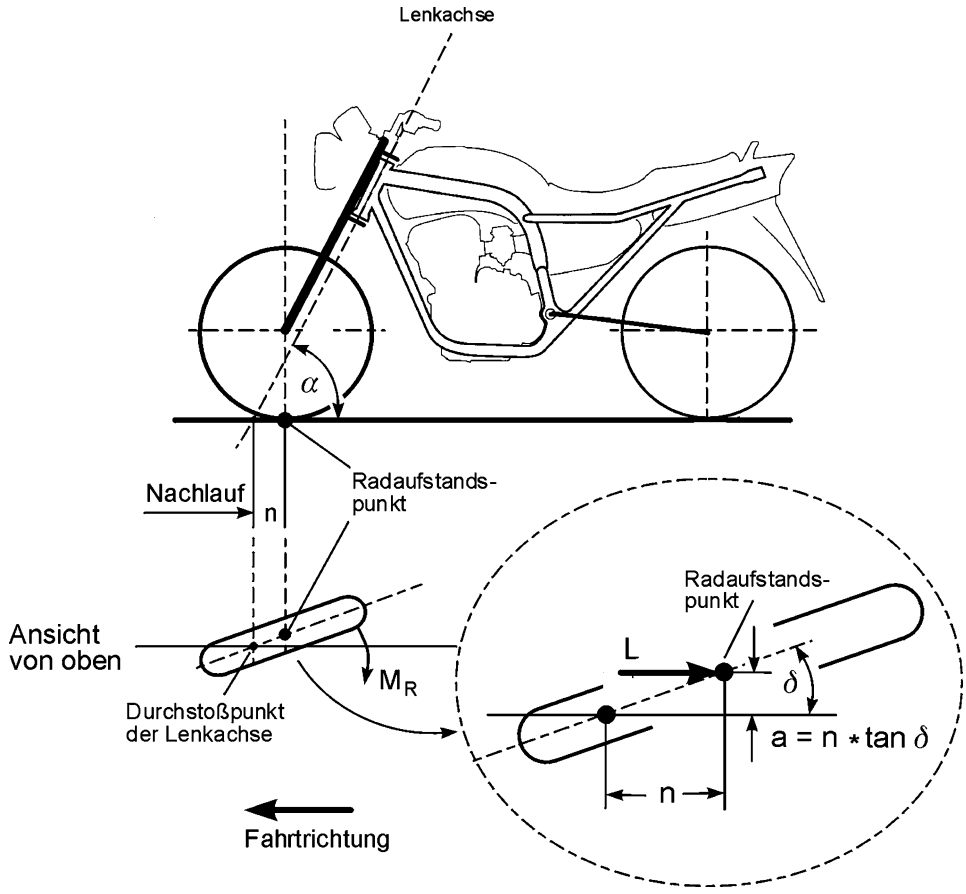


Abb. 10.6 Stabilisierende Wirkung des Nachlaufs

Es ergeben sich gemäß Abb. 10.6 folgende geometrische Beziehungen, wenn man die Kreisbewegung des Lenkausschlags durch eine Gerade ersetzt (nur zulässig für kleine Lenkwinkelausschläge):

$$a = n \cdot \tan \delta \tag{10.1}$$

Da sämtliche Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn immer im Radaufstandspunkt angreifen, bewirken Längskräfte (L), die entgegen der Fahrtrichtung angreifen (Bremskräfte, Rollwiderstand), zusammen mit dem Hebelarm a ein rückstellendes Moment der Größe:

$$M_R = L \cdot a \tag{10.2}$$

Dieses Rückstellmoment M_R dreht das Vorderrad um die Lenkachse in seine ursprüngliche Lage zurück. Es wirkt also einer Radauslenkung entgegen und stabilisiert damit die Gerade-

auslage des Vorderrades selbsttätig. Mit zunehmendem Nachlauf wird der Hebelarm größer und damit auch das rückstellende (stabilisierende) Moment.

Der Nachlauf findet sich im Alltag an vielen sogenannten Schleppradsystemen mit nur einem Rad, z. B. an Deichselrädern für Anhänger oder an lenkbaren Rollen (Teewagen). Die Stabilisierungseffekte und Radschwingungen lassen sich daran gut beobachten. Man kann anschaulich Instabilitäten demonstrieren, wenn das Rad um 180° gedreht wird, der Nachlauf also negativ wird.

10.1.2 Fahrinstabilitäten Flattern, Pendeln und Lenkerschlagen

Es wurde gezeigt, dass die Stabilisierung des Motorrades im Grunde ein periodischer Vorgang ist, dessen verschiedene Phasen mehrfach durchlaufen werden. Kommt es dabei zu unkontrollierten Abläufen, können Fahrinstabilitäten auftreten. Das Gesamtsystem Motorrad-Fahrer-Fahrbahn ist wegen der Drehmöglichkeit des Vorderrades um die Lenkachse und der nur losen (gelenkig bzw. über Reibung) Koppelung zwischen Motorradreifen und Fahrbahn schwingungsfähig. Die Bewegungsmöglichkeiten mit den Hauptachsen zeigt Abb. 10.7.

Die Reifen spielen in diesem Zusammenhang eine wichtige Rolle, denn sie wirken im Schwingungssystem sowohl als Feder als auch als Dämpfer für die Schwingungen. Praktische Auswirkung für die Fahrstabilität haben die beiden Eigenschwingungsformen *Flattern* und *Pendeln* und eine erzwungene Schwingung, die als *Lenkerschlagen* (engl. *kickback*) bezeichnet wird.

Unter *Flattern* versteht man im Wesentlichen eine Schwingung des Lenksystems um die Lenkachse. Vorderrad, Radführung, Lenker und Anbauteile führen dabei schnell wechselnde Lenkausschläge aus, Abb. 10.8.

Die Frequenz der Schwingung liegt im Bereich von 5 bis 10 Hz. In der Praxis von Bedeutung ist die Flatterresonanz, auch als *Shimmy-Effekt* bezeichnet, die bei manchen Motorrädern zwischen 40 und 80 km/h auftritt, wenn die Raddrehfrequenz des Vorderrades mit der Eigenfrequenz des gesamten Radaufhängungs- und Lenksystems übereinstimmt. Tritt dabei eine Anregungsschwingung auf – es genügt z. B. eine größere Radunwucht, durch die Radlastschwankungen auf das Lenksystem einwirken – kommt es zum Shimmy-Effekt.

Großen Einfluss auf das Flattern und die Flatterresonanz haben die Reibungs- bzw. Dämpfungskräfte und die Rückstellkräfte zwischen Reifen und Fahrbahn sowie der Fahrer, der durch Festhalten des Lenkers einen mehr oder weniger großen Dämpfungseinfluss ausübt. Als Haupteinflussfaktoren auf das Flattern seitens des Fahrzeugs gelten:

- Steifigkeit der Vorderradaufhängung inkl. Rad
- Massenbelegung der Bauteile des Lenksystems
- Massenträgheitsmoment um die Lenkachse
- Rahmensteifigkeit
- Vorderradlast
- Nachlauf
- Reifeneigenschaften
- Radunwucht

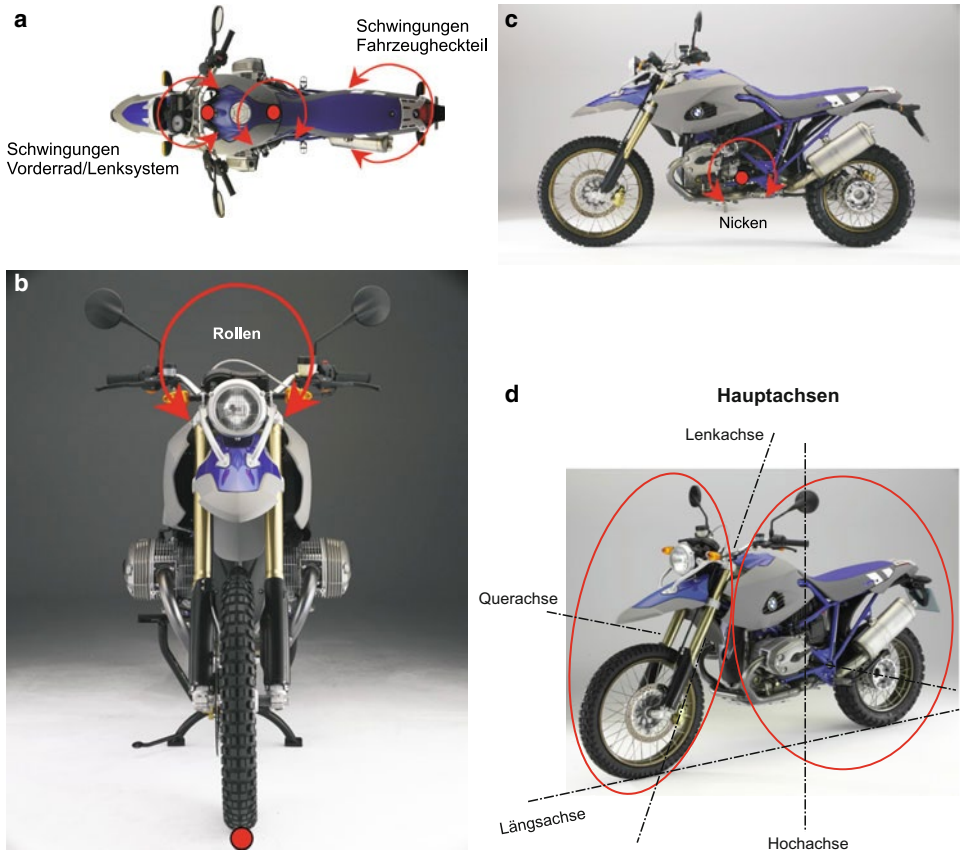


Abb. 10.7 Schwingungssystem Motorrad mit den Hauptbewegungsachsen

Die Steifigkeiten bestimmen zusammen mit den Massen bzw. dem Massenträgheitsmoment die Eigenfrequenz des Lenksystems. Hohe Steifigkeit von Vorderrad und seiner Aufhängung und niedrige Massen wirken somit dem Flattern entgegen, weil sich die Eigenfrequenz des Lenksystems erhöht. Große Massen um die Lenkachse vergrößern die generelle Flatterneigung. Bei allen nachträglichen Zubehöranbauten am Lenksystem, die das Massenträgheitsmoment um die Lenkachse erhöhen, ist daher Vorsicht geboten.

Die Wirkungen der Vorderradlast und des Nachlaufs sind indifferent und von Fahrzeug zu Fahrzeug unterschiedlich. Eine große Radlast erzeugt eine hohe Reibkraft in der Aufstandsfläche zwischen Reifen und Fahrbahn, die als Dämpfungskraft auf die Flatterschwingung wirkt. So liegt es zunächst nahe, einen positiven Einfluss einer hohen Vorderradlast auf das Flattern zu vermuten. Dies trifft häufig auch zu; viele Motorräder reagieren auf Radlastveränderungen und Entlastung des Vorderrades (Beladung des Gepäckträgers, volle Packtaschen) mit Neigung zum Resonanzflattern aufgrund verringerter Reifendämpfung.

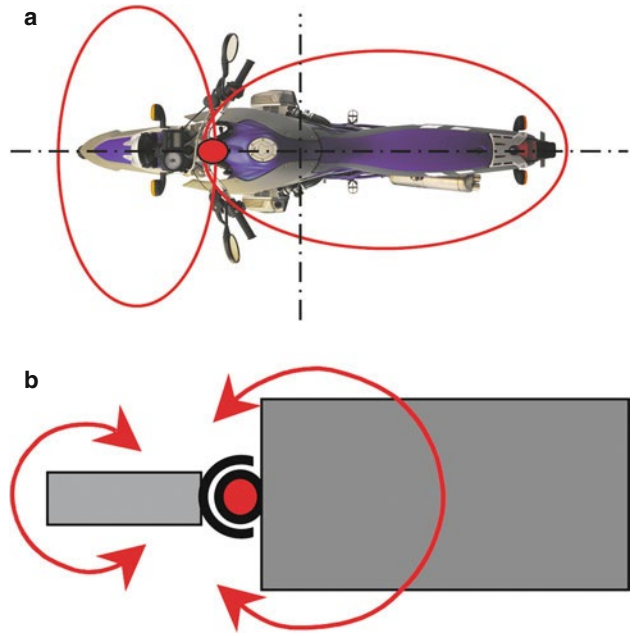


Abb. 10.8 Flattern, **b** Ersatzsystem

Aus der Vorderradlast resultiert allerdings auch der Rollwiderstand, der über den Nachlauf als Hebelarm bei ausgelenktem Rad ein rückstellendes Moment auf die Lenkung ausübt (vgl. Abb. 8.5). Eine hohe Vorderradlast ergibt nun ein hohes Rückstellmoment, das wiederum ein Überschwingen des Lenkausschlags bewirkt und damit das Flattern begünstigen kann. Im gleichen Sinne ist auch ein großer Nachlauf, obwohl er prinzipiell stabilisierend auf das Fahrverhalten wirkt, manchmal schädlich und verstärkt die Flatterneigung.

Die Reifeneigenschaften (Reifenaufbau, Profil, Abnutzungsgrad, Luftdruck) beeinflussen die Dämpfungskräfte zwischen Reifen und Fahrbahn. Wegen der Komplexität der Zusammenhänge und der individuell unterschiedlichen Auswirkungen der vielen Reifeneigenschaften im Zusammenspiel aller Faktoren sind generelle Aussagen nicht möglich. Die Erfahrung zeigt aber, dass abgefahrene Reifen in der Regel eher zum Flattern neigen als neue.

Die Rahmensteifigkeit hat auch noch einen gewissen Einfluss auf das Flattern, weil trotz der freien Drehbewegung des Vorderradsystems um die Lenkachse dieses doch nicht völlig isoliert vom übrigen Motorrad ist. Eine Rolle spielt hierbei auch der Fahrer, der über das Anfassen des Lenkers eine wesentliche Koppelung zwischen Lenkungssystem und übrigem Fahrzeug herstellt. Er wirkt auch dämpfend, wie man leicht feststellen kann, wenn man bei einem Motorrad, das zum Resonanzflattern neigt, den Lenker loslässt und das Motorrad rollen lässt. Im Resonanzgeschwindigkeitsbereich bildet sich dann eine ausgeprägte Lenkerschwingung mit sehr großen Amplituden aus, die sofort nachlässt und leicht beherrschbar wird, wenn man den Lenker fest in beide Hände nimmt. Wegen dieser leichten Beherrschbarkeit und der niedrigen Fahrgeschwindigkeit ist das Flattern als eher ungefährlich einzustufen. Beim Verlassen des resonanzkritischen Geschwindig-

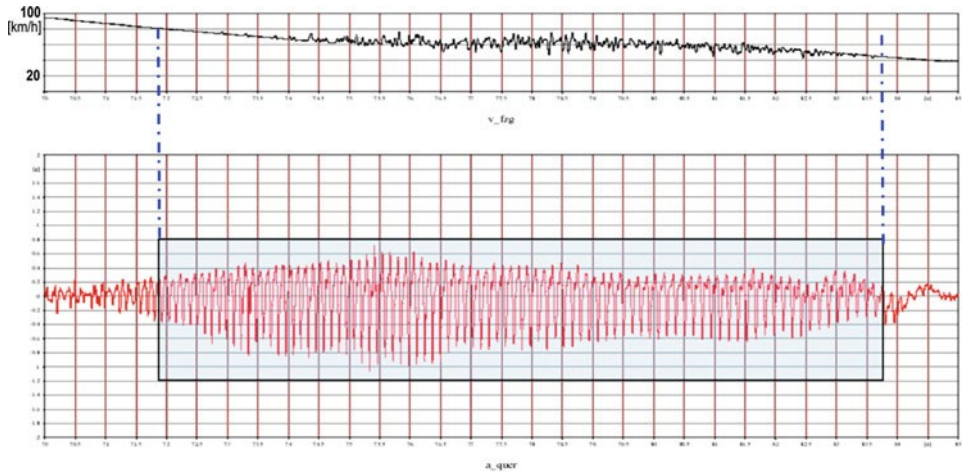


Abb. 10.9 Messschrieb einer Flatterschwingung

keitsbereichs hört das Flattern von selbst auf. Die meisten Motorräder zeigen überhaupt nur beim freihändigen Fahren ausgeprägtes Resonanzflattern, und vielen Motorradfahrern, die nicht bewusst einmal freihändig fahren, fällt dieses Phänomen an ihrem Fahrzeug vielleicht nie auf.

Durch freihändige Fahrversuche wird das Flatterverhalten auch vom Hersteller im Verlauf der Motorradneuentwicklung überprüft. Das Motorrad wird auf ebener, gerader Fahrbahn auf eine Geschwindigkeit von etwa 100 km/h gebracht und dann freihändig bei geschlossenem Gasgriff ausrollen lassen. Bei flatterempfindlichen Fahrwerken fängt der Lenker spätestens bei 60 km/h an, nach beiden Seiten mit zunehmenden Amplituden auszuschlagen. Bleibt der Lenker hingegen bis etwa zur Geschwindigkeit von 30 km/h herunter ruhig, ist das Flatterverhalten in Ordnung. Zur genaueren Bestimmung des Flatterverhaltens muss dieses reproduzierbar gemessen werden, was mit Hilfe von Beschleunigungssensoren, die seitlich an der Gabel befestigt werden, geschieht. Die Signale dieser Sensoren werden in einem mobilen Datenerfassungsgerät über der Fahrgeschwindigkeit aufgezeichnet und entsprechend weiterverarbeitet. Der abgebildete Messschrieb, Abb. 10.9, zeigt das Ergebnis eines solchen Versuchs. Man erkennt sehr deutlich die Resonanzausschläge im Bereich zwischen 100 und 20 km/h.

Die zweite Eigenschwingungsform des Motorrades, das *Pendeln*, muss im Vergleich zum Flattern als wesentlich gefährlicher für die Fahrsicherheit eingestuft werden. Pendeln charakterisiert eine komplexe Schwingungsform, bei der das Fahrzeugvorderteil (Vorderradaufhängung mit Rad, Lenker und Anbauteilen) und das Fahrzeugheck (Rahmen mit Antriebsstrang, Hinterrad und Fahrer) eine gekoppelte Schwingung, auch um die Lenkachse, ausführen. Das Gesamtfahrzeug vollführt dabei eine Schlingerbewegung um die Hochachse (Gierbewegung), die aufgrund der Kreiselwirkung von einer zusätzlichen Kippbewegung um die Längsachse (Rollbewegung) überlagert wird, Abb. 10.10.

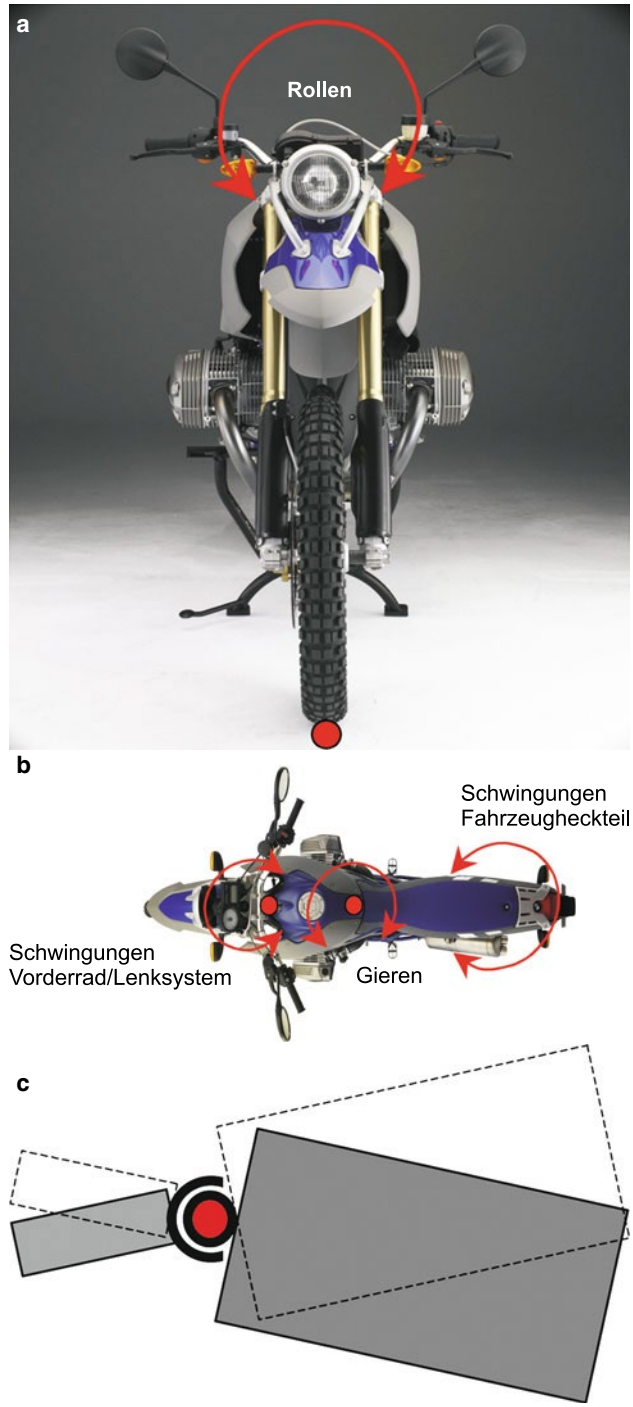


Abb. 10.10 Pendeln

Pendeln tritt im Gegensatz zum Flattern erst bei höheren Geschwindigkeiten oberhalb 100 km/h (frühestens 50 km/h unterhalb der Höchstgeschwindigkeit) auf und nimmt mit steigender Geschwindigkeit an Intensität zu. Die Pendelfrequenz liegt mit 3–4 Hz deutlich niedriger als beim Flattern. Von seiner Natur her ist das Pendeln ein Stabilisierungsvorgang, wie er bei jeder Geradeausfahrt wirksam wird, der außer Kontrolle geraten ist. Beim Pendeln kommt es dabei im steten Wechselspiel von Lenkeinschlag, Kippen und Wiederaufrichten infolge einer passenden Erregung zu Überschwingvorgängen. Diese können sich aber erst bei höheren Geschwindigkeiten aufschaukeln, weil dort die Kreiselkräfte und damit auch die resultierenden Lenkausschläge genügend groß werden.

Zum Pendelvorgang trägt auch das Hinterrad bei, das bei jedem Lenkvorgang aus der Spur ausgelenkt und ebenfalls durch Kreiselkräfte stabilisiert wird. Eine wesentliche Rolle beim Pendeln spielt die mit steigender Fahrgeschwindigkeit fallende Eigendämpfung des Schwingungssystems Motorrad. Diese tendiert bei schnellen, schweren Motorrädern (große Massen) gegen Null. Das angeregte System wird dann nur noch durch die (allerdings nicht unerhebliche) Dämpfungswirkung des Fahrers, der die Schwingsysteme Vorderrad (Lenksystem) und Hinterrad (Fahrzeugheckteil) koppelt, gedämpft. Treten in einem Fall geringer Dämpfung Resonanzen zwischen beiden Schwingungssystemen auf, kommt es zum Aufschaukeln der Pendelbewegungen, die auch von geübten Fahrern nicht mehr beherrscht werden, und damit zum Sturz. Als Anregung für die Pendelschwingung wirken z. B. Lenkbewegungen, die eine Gierbewegung verursachen. Sie können von der Fahrbahn eingeleitet (Spurrillen, Unebenheiten, etc.), aber auch durch aerodynamische Kräfte verursacht werden, vorzugsweise wenn sie an lenkerfesten Verkleidungen angreifen (Seitenwindböe, Wirbelschleppe von Lkw).

Dem Pendeln kann durch die konstruktive Auslegung des Fahrwerks vorgebeugt werden, zumindest aber kann dafür gesorgt werden, dass sich eine einmal angeregte, leichte und ungefährliche Pendelschwingung nicht weiter aufschaukelt. Die wichtigsten Forderungen für stabile Fahreigenschaften des Motorrades im Hochgeschwindigkeitsbereich sind:

- hohe Steifigkeit von Radführungen, Rädern und Rahmen
- niedriges Massenträgheitsmoment um die Lenkachse
- großer Nachlauf und flacher Lenkkopfwinkel
- hohe Vorderradlast
- hohes Fahrergewicht
- günstige Reifeneigenschaften

Die positive Wirkung der hohen Fahrwerkssteifigkeit zusammen mit den kleinen Trägheitsmomenten um die Lenkachse beruht, ähnlich wie beim Flattern, auf der resultierenden hohen Eigenfrequenz des Schwingsystems. Eine Resonanz tritt dann erst oberhalb der Höchstgeschwindigkeit auf und spielt im normalen Fahrbetrieb keine Rolle mehr.

Der Stabilitätsgewinn durch einen großen Nachlauf bzw. flachen Lenkkopfwinkel wird durch die größeren Rückstellmomente auf das ausgelenkte Vorderrad erzielt. Die Vorderradlast und das Fahrergewicht erhöhen die wirksame Dämpfungskraft in der Reifenaufstandsfläche und wirken einer Auslenkung des Rades entgegen. Zusätzlich wirkt der

menschliche Körper als dämpfende Masse. In der Regel hat selbst ein schwerer Beifahrer, obwohl das Vorderrad im Verhältnis zum Hinterrad entlastet wird und sich der Gesamtschwerpunkt nach hinten verlagert, einen günstigen Einfluss auf die Pendelneigung, während das Motorrad durch eine Beladung mit einem 80 kg schweren, hoch angebrachten Gepäckstück unfahrbar werden würde.

Bezüglich der Radmassen bzw. des aus ihnen resultierenden Rotations-Trägheitsmoments können gegenläufige Effekte auftreten. Einerseits steigt mit Erhöhung der Radmassen grundsätzlich die Stabilität, weil größere Kreiselkräfte aufgebaut werden und damit das Fahrzeug den Änderungen seiner Bewegung einen größeren Widerstand entgegen setzt. Bei hohen Geschwindigkeiten mit entsprechenden Raddrehzahlen sind im Normalfall aber die stabilisierenden Kreiselkräfte ohnehin mehr als ausreichend, so dass gar keine hohen Radmassen erforderlich sind. Im Gegenteil: ein schwererer Kreisel kann ein Überschwingen der Stabilisierungsvorgänge begünstigen. Zudem ist ein einmal (aus anderen Gründen) ausgelenkter Kreisel in sich sehr stabil und erfordert hohe Kräfte, um ihn wieder in seine Ausgangslage zu bringen. Ein Rad mit größerer Masse kann über diesen Effekt eine Eindämmung einer anfänglichen Pendelschwingung erschweren. Oft hat sich daher eine Verringerung der Radträgheitsmomente/Radmassen in der Praxis als wirkungsvolle Maßnahme gegen Pendeln erwiesen.

Nachteilig an einer Trägheitsmomentreduzierung ist lediglich die vergrößerte Anfälligkeit im Geradeauslauf gegen seitliche Störeinflüsse. So nimmt beispielsweise die Seitenwindempfindlichkeit bei Motorrädern mit leichten Rädern spürbar zu. Der Reifeneinfluss ist auch beim Pendeln gravierend, doch lassen sich, wie beim Flattern, kaum pauschale Einflussfaktoren nennen.

Der Fahrer kann eine *aufkommende* Pendelschwingung ganz am Anfang noch sehr gut beeinflussen, wobei Patentrezepte aufgrund der verschiedenartigen Fahrzeugreaktionen nur schwer angegeben werden können. Hilfreich ist bei beginnendem Pendeln eine Geschwindigkeitsreduzierung durch Gaswegnehmen, manchen hat auch ein kontrolliertes Abbremsen aus der Pendelzone geführt. Andererseits besteht aber auch die Gefahr, dass ein stark pendelndes Motorrad durch zu abruptes Abbremsen vollends unkontrollierbar wird, so dass es zum Sturz kommt. Oft klingt das Pendeln schnell ab, wenn ein zu fester Griff der Hände vom Lenker gelöst und dieser lockerer umfasst wird. Der Effekt dabei ist, dass die Koppelung der Vorderradschwingung mit der Schwingung des übrigen Motorrades vermindert wird, wodurch ein Aufschaukeln des Pendelns wirkungsvoll unterbunden wird. Ein verkrampftes Festhalten am Lenker, sicher eine instinktive Reaktion bei beginnender Instabilität, ist manchmal ein verstärkender Faktor dafür, dass ein leichtes, ungefährliches Pendeln sich unbeherrschbar aufschaukelt. In diesem Sinne beeinflusst eine aerodynamisch sorgfältig gestaltete Verkleidung das Fahrverhalten positiv. Sie vermindert nicht nur durch Auftriebsreduzierung die Entlastung der Vorderrades bei hohen Geschwindigkeiten, sondern ermöglicht durch Fernhalten des Winddrucks eine ruhige, entspannte Fahrerhaltung.

Für den Hersteller ergibt sich aus der Gefährlichkeit des Pendelns die Notwendigkeit, die Pendelneigung im Fahrversuch zu prüfen, Abb. 10.11. Ähnlich wie bei den Flatterver-

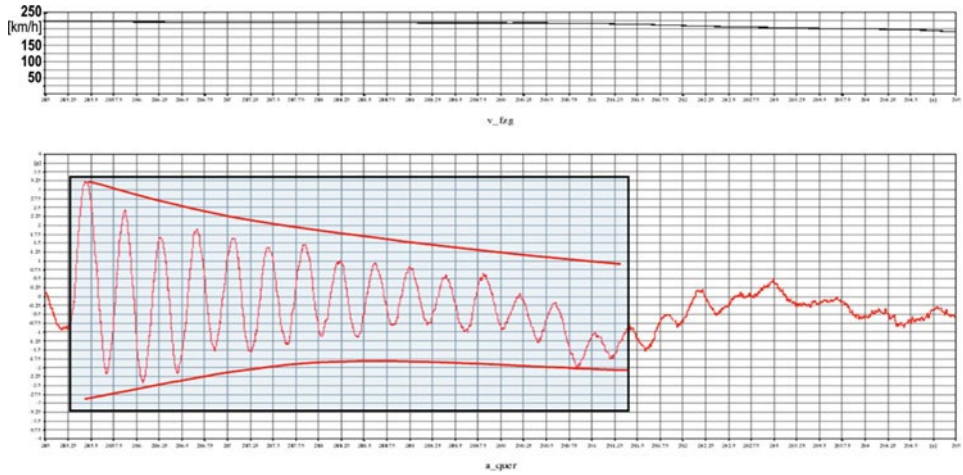


Abb. 10.11 Messschrieb einer Pendelschwingung

suchen, wird dabei das Motorrad bei konstanter Geradeausfahrt durch einen seitlichen Störimpuls zum Pendeln angeregt und die Pendelschwingung aufgezeichnet. Begonnen wird mit einer Geschwindigkeit, die ca. 50 km/h unterhalb der Höchstgeschwindigkeit liegt und die Versuchsgeschwindigkeit dann jeweils in Stufen von 10 km/h bis zur Höchstgeschwindigkeit gesteigert. Gütekriterium für das Fahrwerk ist die Abklingzeit der angeregten und gemessenen Pendelschwingung.

Im Messschrieb, Abb. 10.11, ist sehr gut sichtbar, wie die Pendelausschläge nach erfolgter Anregung abklingen.

Hingewiesen werden soll an dieser Stelle auch auf die unberechenbare Wirkung von nicht werksseitig freigegebenem Zubehör, dazu gehören auch Reifen! Es kann gefährliches Pendeln auftreten; das gleiche kann geschehen, wenn die empfohlene Höchstgeschwindigkeit mit Packtaschen erheblich überschritten wird. Die eigene Erfahrung einer ausreichenden Stabilität kann trügerisch sein, wenn weitere Faktoren wie abgefahrene Reifen, falscher Reifendruck, Spurrillen, böiger Wind etc. hinzukommen. Auch Tuningmaßnahmen, die die Höchstgeschwindigkeit erhöhen, bergen Gefahren, weil das Motorrad damit u. U. in pendelgefährdete Geschwindigkeitsbereiche vorstößt.

Pendeln ist selbstverständlich nicht auf die Geradeausfahrt beschränkt, sondern es tritt auch bei langgezogenen Autobahnkurven auf, die mit hoher Geschwindigkeit durchfahren werden. Der Schluss, ein bei Geradeausfahrt pendelfreies Motorrad zeigt auch in der Kurve kein Pendeln, ist nicht zutreffend. Es braucht nicht besonders betont werden, dass Pendeln in Kurven besonders gefährlich ist und tunlichst nicht angeregt werden sollte.

Die dritte Fahrinstabilität, das *Lenkerschlagen* (engl. kick-back), ist eine relativ neue Erscheinung, die in jedem Geschwindigkeitsbereich auftreten kann. Es handelt sich dabei um eine parametrisch erregte Schwingung des Lenksystems um die Lenkachse, bei der in schneller Folge wenige, sehr große Lenkwinkelausschläge stattfinden, im Extremfall von

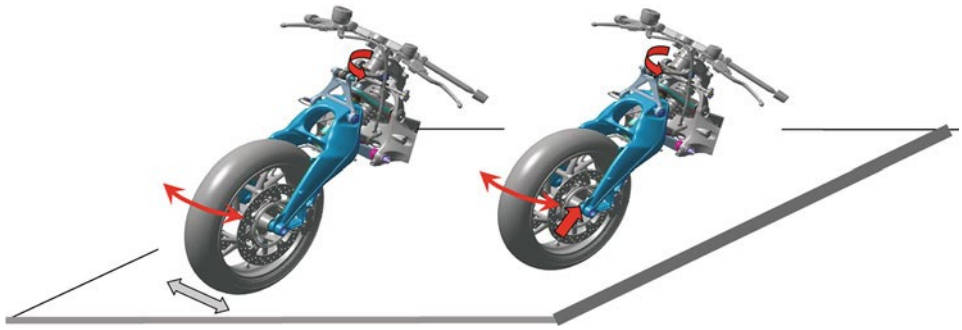


Abb. 10.12 Lenkerschlagen (kick-back)

Lenkanschlag zu Lenkanschlag, Abb. 10.12. Die Kräfte können dabei so groß sein, dass die Lenkausschläge vom Fahrer nicht mehr unter Kontrolle gebracht werden können, was dann zum Sturz führt.

Zwingende Voraussetzung für das Lenkerschlagen ist zunächst ein *Abheben des Vorderrades* von der Fahrbahn mit einem darauffolgenden schrägen Wiederaufsetzen, Abb. 10.13. Dazu kann es kommen, wenn kurze Bodenwellen in Schräglage überfahren werden oder bei Geradeausfahrt der Fahrer aufgrund der Erschütterung etwas den Lenker verzieht. Das Wieder-aufsetzen des schräggestellten Rades führt dann zu einem impulsartigen Ausschlag der Lenkung, der meist noch folgenlos bleibt. Vom Fahrer wird ein mehr oder weniger kräftiger Ruck in der Lenkung wahrgenommen, ggf. verbunden mit einem leichten, ungefährlichen seitlichen Versatz des Fahrzeugs und einem kurzen Nachschwingen.

Gefährlich wird das Lenkerschlagen erst, wenn mehrere Bodenwellen in gleichmäßigem, passendem Abstand bzw. mit der passenden Geschwindigkeit überfahren werden, weil es in seltenen Fällen dann zu Resonanzerscheinungen zwischen der Anregung, der Hubeigenfrequenz des Vorderrades und der Eigenfrequenz des Lenksystems kommen kann. Das Vorderrad beginnt in diesem Fall mit hoher Energie zu springen, und es wirken beim anschließenden, schrägen Reifenaufprall auf die Fahrbahn hohe Rückstellkräfte im Lenksystem, die wiederum die Lenkung zum Hin- und Herschwingen um die Lenkachse anregen. Im Resonanzfall treten dann plötzlich so hohe Kräfte am Lenker auf, dass es dem überraschten Fahrer den Lenker aus der Hand schlagen kann. Mit hydraulischen Lenkungsdämpfern können die Ausschläge bzw. die Schwingungen allerdings wirkungsvoll unterdrückt werden.

Die Gefährlichkeit des Lenkerschlagens liegt im unmittelbaren, nicht vorhersehbaren Auftreten. Aufgrund seiner kurzen Dauer verkraften moderne Fahrwerke auch größere Lenkausschläge, ohne dass es zwingend zum Sturz kommt (ähnlich wie eine sehr kurzzeitige Blockade der Vorderrades beim Überbremsen), zumal der konzentrierte Fahrer unter Umständen die Lenkausschläge und die Fahrzeugreaktion noch beherrscht. Die wenigen bekannten Unfälle aufgrund von Lenkerschlagen waren eine Folge der Überraschung, oder weil in jenem Moment gerade eine Hand vom Lenker genommen war.

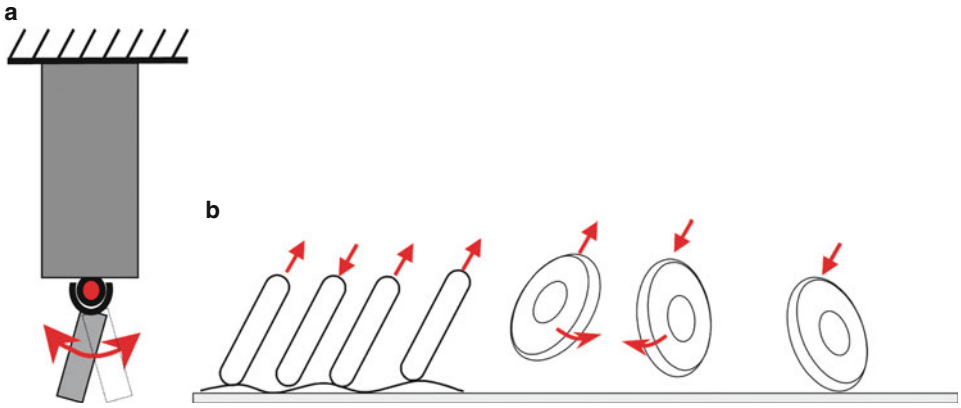


Abb. 10.13 Mechanismus (schematisch) beim Lenkerschlagen (kick-back)

Die Einflussfaktoren für das Lenkerschlagen sind vielfältig. Neben vielen Einzeleinflüssen wie Fahrer, Höhe der Bodenwellen, Reifeneigenschaften, Luftdruck, etc., ist eine der wichtigsten Ursachen für das Lenkerschlagen bei modernen Motorrädern, die enorme Steifigkeit heutiger Fahrwerke. Während früher große Stoßkräfte durch elastische Verformung der Radaufhängung aufgefangen wurden und die Radaufhängung zeitlich versetzt zurückgefedert ist, wirken sich bei steifen Fahrwerken derartige Anregungen unmittelbar aus. Hinzu kommt die gute Spurhaltung und Bodenhaftung, die höhere Kurvengeschwindigkeiten selbst bei welliger Fahrbahn zulassen und es überhaupt erst ermöglichen, auf entsprechenden Straßen in kritische Geschwindigkeitsbereiche vorzudringen. Hinzu kommt dann noch das Beschleunigungsvermögen leistungsstarker Motorräder, bei denen bewusstes oder auch ungewolltes Gasgeben (infolge der Erschütterungen) beim Überfahren von Bodenwellen zur Gewichtsentlastung des Vorderrades führt, wodurch ein vollständiges Abheben begünstigt wird.

Die gezielte Untersuchung des Lenkerschlagens im Zuge der Motorrad- und Fahrwerksentwicklung ist sehr schwierig, weil es kaum reproduzierbar erzeugt werden kann, von der potentiellen Sturzgefahr einmal abgesehen. Bereits minimale Abweichungen der Spur, kleinste Lenkkorrekturen des Fahrers oder geringfügig andere Fahrgeschwindigkeiten können ein völlig anderes oder auch harmloses Fahrverhalten bewirken. Hier bietet die rechnergestützte Fahrdynamiksimulation eine wichtige Hilfe, weil mit dem Computer wirtschaftlich, zeitsparend und ungefährlich alle erdenklichen Parameterkombinationen durchgerechnet werden können.

10.2 Kurvenfahrt

Beim Motorrad kompensiert die Neigung des Fahrzeugs zur Kurveninnenseite die bei der Kurvenfahrt auftretende Fliehkraft. Der Neigungswinkel (aus der Senkrechten) kann bis zu 45° betragen, in Extremfällen liegt er auch darüber. Die Räder als Kreisel sind dadurch großen Auslenkungen unterworfen. Zusammen mit der Schrägstellung der Lenkachse er-

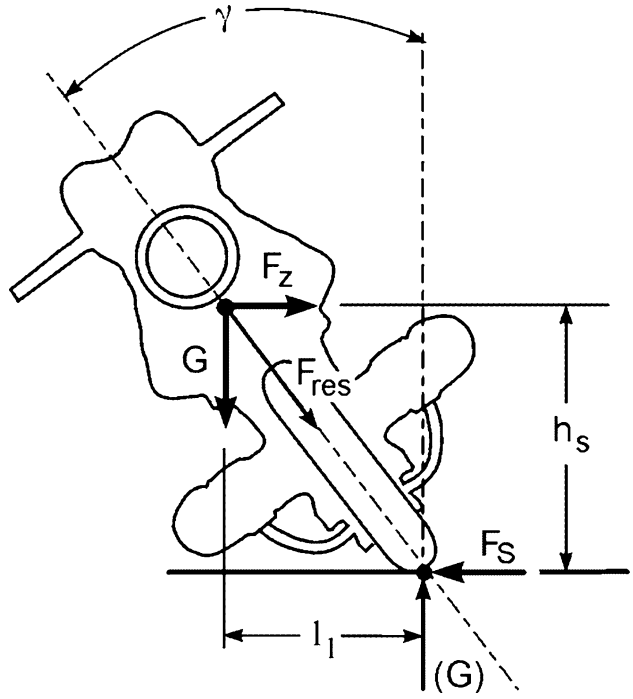


Abb. 10.14 Kräfte- und Momentengleichgewicht bei stationärer Kurvenfahrt

geben sich komplexe Zusammenhänge und Wechselwirkungen für das Gesamtfahrwerk. Auf die mathematische Darstellung der geometrischen Beziehungen zur exakten Beschreibung aller Vorgänge bei der Kurvenfahrt wird zugunsten einer möglichst großen Allgemeinverständlichkeit verzichtet. Wichtiger ist das Verständnis der elementaren Vorgänge und der grundsätzlichen Einflussgrößen für die Kurvenfahrt, die anschaulich erläutert werden.

10.2.1 Einlenkvorgang und Grundlagen der idealisierten Kurvenfahrt

Zur Einleitung einer Kurve muss über den Lenker ein Drehmoment mit einer Drehbewegung aufgebracht werden, damit das Motorrad um seine Längsachse in die Schräglage kippt. Dieses Moment wird durch einen geringen (<5°) Lenkeinschlag erzeugt. Der grundsätzliche Vorgang gleicht dabei den Mechanismen, die bei der Geradeausstabilisierung (Abb. 10.5) beschrieben wurden. Aus den Gesetzmäßigkeiten des Kreisels im vorigen Kapitel wissen wir, dass ein Lenkeinschlag ein Kippen in die jeweils entgegengesetzte Richtung hervorruft (vom Fahrer in Fahrtrichtung aus gesehen). Die Herleitung kann der Leser mit Hilfe der bekannten Rechte-Hand-Regel leicht selber nachvollziehen. Es gilt:

- Ein Lenkeinschlag (Zug am Lenker) nach rechts bewirkt ein Kippen des Motorrades nach links. Eine Linkskurve wird demzufolge durch einen Lenkeinschlag nach rechts eingeleitet; eine Rechtskurve wird analog dazu durch einen Lenkeinschlag nach links eingeleitet.

Im Unterschied zur Geradeausfahrt muss für die Kurvenfahrt ein so großes Kippmoment erzeugt werden, dass das Motorrad in eine konstante und stabile Schräglage fällt. Dazu unterstützt der Fahrer die eingeleitete Seitenneigung durch eine Gewichtsverlagerung zur Kurveninnenseite. Dies ist notwendig, weil das Kippen Kreiselkräfte hervorruft, die das Motorrad anfangs wieder aufrichten wollen. Sobald aber der Schwerpunkt weit genug aus der Spurlinie gekippt ist, vergrößert die Schwerkraft (Gewichtskraft) selbsttätig die Schräglage. Das Motorrad kippt soweit, bis sich aufgrund der Fliehkräfte ein neues, dynamisch stabilisiertes Gleichgewicht einstellt.

Wir betrachten das Gleichgewicht bei idealisierten Bedingungen, Abb. 10.14. Die Kräfte greifen im Schwerpunkt des Motorrades an und in unserem vereinfachten Fall nur an einem Rad. Die Resultierende aus Gewichtskraft und Fliehkraft muss dabei durch den Reifenaufstandspunkt gehen, weil sonst kein Gleichgewicht mit den dort wirkenden Kräften erreicht wird (es ergäbe sich sonst ein zusätzliches Moment). Damit das Motorrad nicht umfällt, müssen sich die aus Fliehkraft und Gewichtskraft resultierenden Momente um den Reifenaufstandspunkt aufheben. Zunächst soll das Motorrad unendlich schmale Reifen haben, d. h. der Aufstandspunkt liegt genau in Reifenmitte.

Es gelten dann folgende Beziehungen:

$$G \cdot l_1 = F_z \cdot h_s \tag{10.3}$$

$$F_z = m \cdot \frac{v^2}{R} \tag{10.4}$$

$$\tan \gamma = \frac{F_z}{G} = \frac{F_s}{G} \tag{10.5}$$

G = Gewichtskraft
F_s = Seitenführungskraft am Reifen
F_z = Fliehkraft
g = Erdbeschleunigung (9,81 m/s^2)
R = Kurvenradius
v = Fahrgeschwindigkeit
γ = Schräglagenwinkel

Am Reifen baut sich infolge der Schräglage eine Seitenführungskraft auf, die dafür sorgt, dass das Motorrad seitlich nicht wegrutscht. Aus der Gleichgewichtsbedingung für stabiles Fahrverhalten folgt, dass diese Seitenkraft am Reifen der Fliehkraft entsprechen muss. Es gilt also:

$$F_s = F_z \tag{10.6}$$

Es ergibt sich für den Schräglagenwinkel durch Einsetzen und Umformen die Beziehung:

$$\tan \gamma = \frac{v^2}{R \cdot g} \tag{10.7}$$

Der Schräglagenwinkel hängt also im *idealisierten* Fall *allein* von der Fahrgeschwindigkeit und dem Kurvenradius ab. Prinzipiell durchfahren also alle Motorräder, unabhängig von Gewicht, Bauart, Fahrer und Fahrstil, eine vorgegebene Kurve bei gleicher Geschwindigkeit mit genau der gleichen Schräglage (das dies real nicht ganz der Fall ist, sehen wir im nächsten Abschnitt).

Die Seitenführungskraft am Reifen kann nicht größer werden als der Reibungskraftschluss (Reibkraft) zwischen Reifen und Fahrbahn. Daraus folgt:

$$F_{s,max} = G \cdot \mu = m \cdot g \cdot \mu \tag{10.8}$$

μ = Reibwert Fahrbahn/Reifen

Durch Einsetzen der maximalen Seitenführungskraft ergibt sich aus Gl. 10.5:

$$\tan \gamma_{max} = \mu \tag{10.9}$$

Das heißt *allein* der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn bestimmt die *mögliche* Schräglage. Das Fahrzeug und das Fahrzeuggewicht haben keinerlei Einfluss auf den möglichen Schräglagenwinkel! Wird der Schräglagenwinkel, den der Reibwert zulässt, überschritten, z. B. weil die Geschwindigkeit für die gegebene Kurve so groß ist, dass stärker abgewinkelt werden muss, rutscht das Motorrad unweigerlich seitlich aus der Kurve. Übliche Reibwerte für trockene Asphaltfahrbahndecken und Serienreifen liegen zwischen $\mu = 0{,}8$ und $\mu = 1$; der maximal fahrbare Schräglagenwinkel beträgt dann 45° (tan 45° = 1). Höhere Reibwerte als $\mu = 1$ können unter günstigen Umständen durch Verzahnungseffekte zwischen Reifen und Fahrbahn bei rauer Fahrbahnoberfläche und weicher Reifen-Gummimischung erreicht werden (bis ca. 1,2).

10.2.2 Reale Einflüsse bei Kurvenfahrt

In der Realität trifft die zunächst angenommene Voraussetzung unendlich schmaler Reifen natürlich nicht zu. Infolge der Reifenbreite liegt bei Schräglage der Reifenaufstandspunkt nicht mehr in der Mittenebene des Fahrzeugs, sondern er wandert seitlich aus, Abb. 10.15.

Das bewirkt, dass jetzt sowohl der Schwerpunkt des Motorrades als auch die Reifenbreite selbst Einfluss auf die Schräglage nehmen. Die Auswirkungen erläutert Abb. 10.16.

Definitionsgemäß liegt die Resultierende aus Gewichts- und Fliehkraft immer auf der Verbindungslinie vom Schwerpunkt zum Reifenaufstandspunkt. Der beim breiten Reifen außermittige Aufstandspunkt bewirkt, dass die Resultierende in einem steileren Winkel zur Fahrbahn steht als beim unendlich schmalen Reifen. Die zeichnerische Ermittlung der Fliehkraft aus der (unveränderten) Gewichtskraft und der Wirklinie der Resultierenden (Kräfteparallelogramm) ergibt beim breiten Reifen eine kleinere Fliehkraft als beim schmalen Reifen (mittlere Abbildung). Das steht aber im Widerspruch zur Realität, denn die Fliehkraft hängt ausschließlich von der Geschwindigkeit ab, keinesfalls aber von der Reifenbreite. Um auf die gleiche Fliehkraftgröße zu kommen, muss die Resultierende und

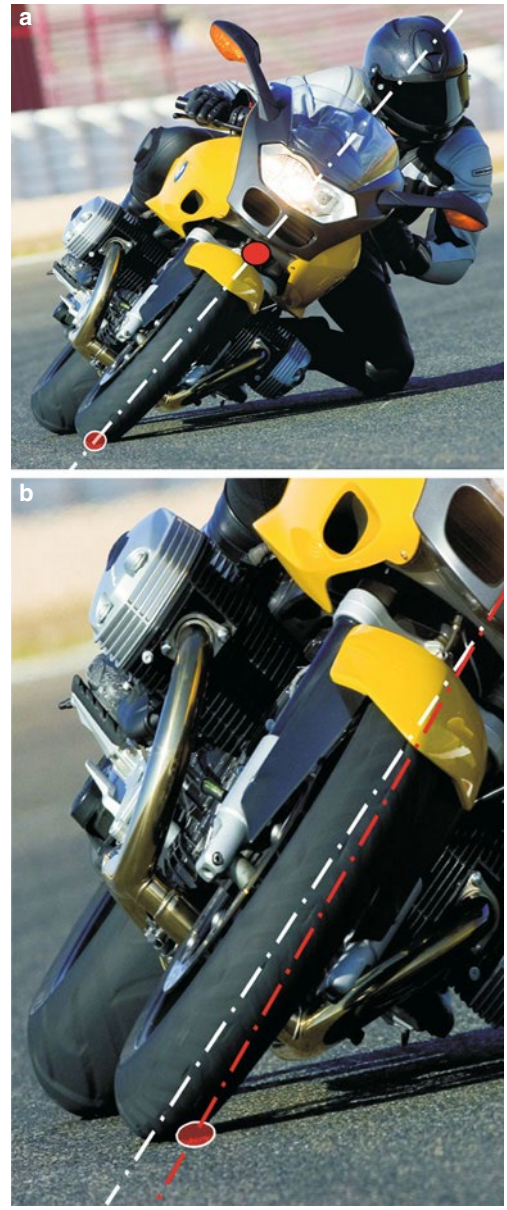


Abb. 10.15 Auswanderung des Reifenaufstandspunktes bei Kurvenfahrt (BMW)

damit das Motorrad stärker geneigt werden (Abbildung ganz rechts). Damit kommt auch der Gesamtschwerpunkt in eine tiefere Position. Das heißt, die notwendige Schräglage wird beim breiten Reifen größer.

Es gilt demnach:

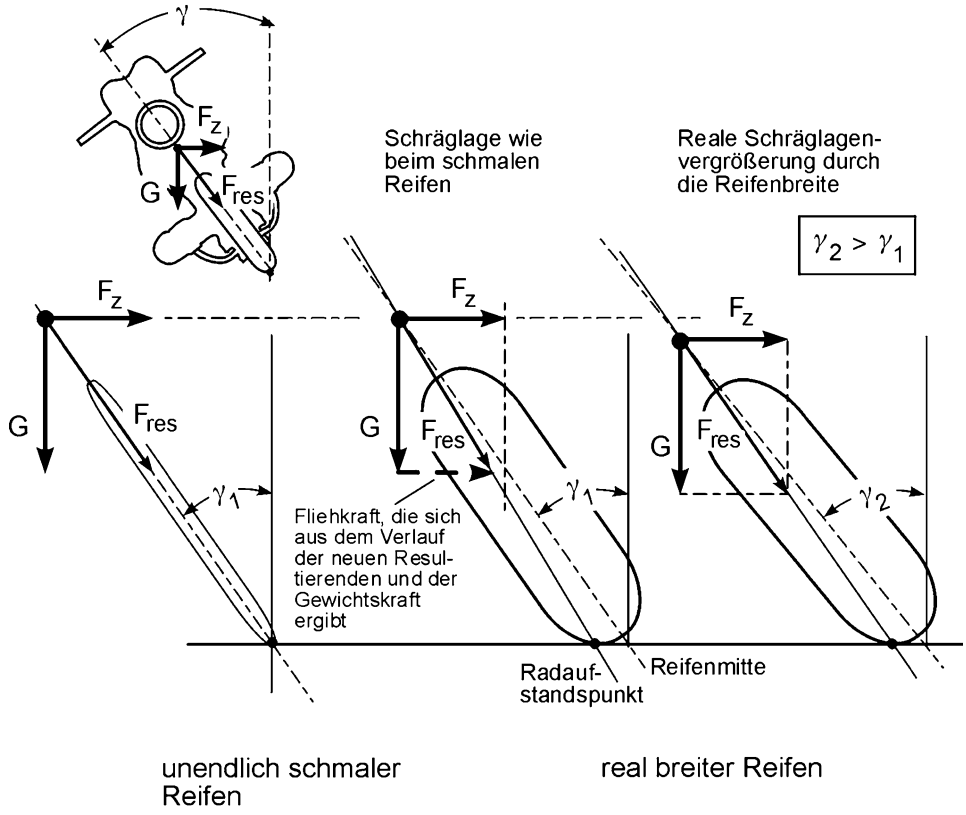


Abb. 10.16 Einfluss der Reifenbreite auf die Schräglage

- Je breiter der Reifen, desto größer ist bei gleicher Fahrgeschwindigkeit und Kurvenradius die notwendige Schräglage.

Für schnelles Kurvenfahren mit maximaler Schräglage sind demnach die modischen Breitreifen eigentlich ungünstig, denn das Fahrzeug setzt wegen des größeren Schräglagenbedarfs eher auf als mit schmalen Reifen! Der Vorteil des Breitreifens liegt in der besseren Haftung, was beim Herausbeschleunigen aus der Kurve den Nachteil der höheren Schräglage u. U. wettmacht.

Der Einfluss der Schwerpunktlage auf den Schräglagenwinkel bei realen Reifenbreiten kann jetzt leicht nachvollzogen werden, Abb. 10.17.

Weil sich der Fahrzeugschwerpunkt normalerweise in der Fahrzeugmittenebene befindet, ergeben sich für die Resultierenden durch den Radaufstandspunkt bei unterschiedlichen Schwerpunkthöhen abweichende Winkellagen (linkes Teilbild). Bei größerer Schwerpunkthöhe verläuft die Resultierende flacher zur Fahrbahn, wodurch ihre Fliehkraftkomponente (F_z^*) größer wird. Damit wieder Gleichgewicht herrscht, muss sich das Motorrad aufrichten.

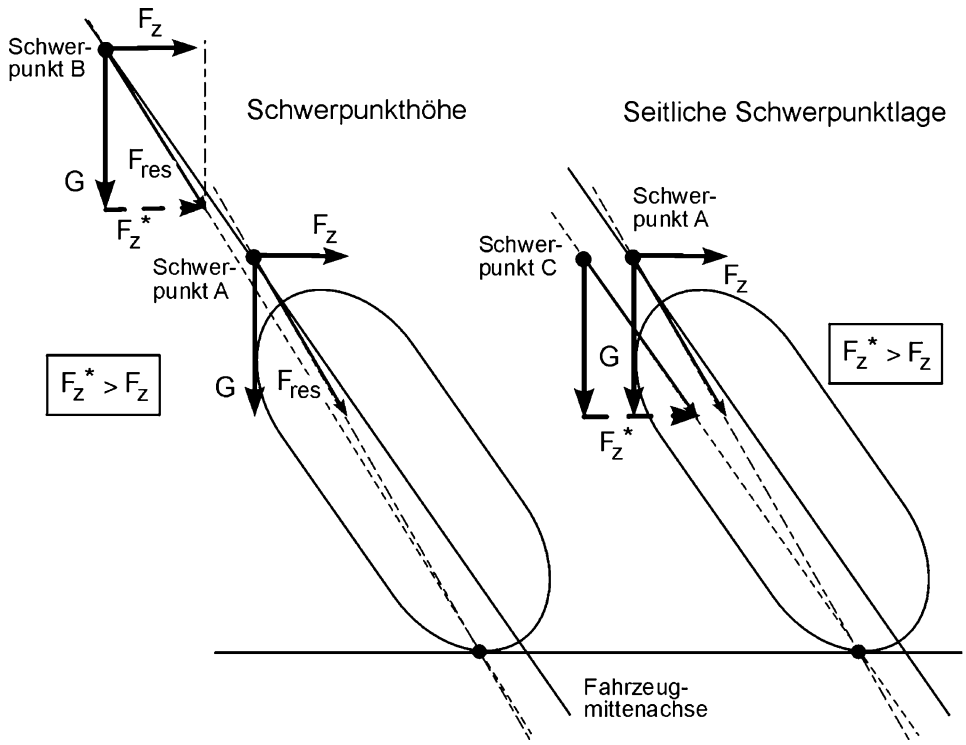


Abb. 10.17 Einfluss der Schwerpunktlage auf die Schräglage

- Je höher der Schwerpunkt des Motorrades liegt, desto kleiner wird bei gleicher Fahrgeschwindigkeit und Kurvenradius die notwenige Schräglage.

Wenn sich der Motorradfahrer stärker als das Fahrzeug in die Kurve hineinlegt (sog. Hanging-Off), wie es besonders im Rennsport verbreitet ist, wandert der Gesamtschwerpunkt zur Kurveninnenseite (rechtes Teilbild). Dadurch bildet die Resultierende aus Gewichts- und Fliehkraft ebenfalls einen flacheren Winkel mit der Fahrbahn. Wie im vorigen Beispiel bedeutet dies eine Vergrößerung der Fliehkraftkomponente (F_z^*), die durch eine geringere Schräglage kompensiert werden muss. Für die Fahrerneigung gilt somit:

- Je mehr sich der Fahrer relativ zum Motorrad in die Kurve neigt, desto geringer wird die erforderliche Schräglage.

Die geringere Schräglage bedeutet im Endeffekt einen Gewinn an Bodenfreiheit. Es können höhere Kurvengeschwindigkeiten als bei aufrecht sitzendem Fahrer gefahren werden, weil aufgrund der geringeren Motorradneigung kein Aufsetzen von Auspuff oder Fußrasten befürchtet werden muss. Die erforderlichen Haftkräfte (Seitenführungskräfte) in der Reifenkontaktfläche werden durch die Fahrerseitenneigung selbstverständlich nicht reduziert. Die vom Reibwert vorgegebene Haftgrenze der Reifen bzw. die maximale Kurven-

geschwindigkeit kann also nicht durch den Fahrstil überlistet werden, denn die Fliehkraft bleibt eine reine Funktion aus Kurvengeschwindigkeit und Kurvenradius.

10.2.3 Handling

Der Begriff *Handling* bezeichnet zusammenfassend das Verhalten des Fahrzeugs bei der Umsetzung von gewünschten Richtungswechseln im Zusammenwirken mit dem Fahrer. Handling beschreibt also das Verhalten beim Einlenken in Kurven sowie bei Kurvenkombinationen nach objektiven Kriterien, aber auch nach dem subjektiven Empfinden.

Die objektiven Faktoren für das Handling sind der Kraftaufwand für Richtungs- und Schräglagenwechsel sowie die Geschwindigkeit, mit der ein eingeleiteter Richtungswechsel vollzogen wird (genauer gesagt die Rollwinkelgeschwindigkeit und die Gierrate). Subjektiv sind es die Leichtigkeit und die Präzision, mit der das Motorrad dem Fahrerwunsch nach Schräglagenwechseln folgt. Ein Motorrad mit „gutem Handling" sollte jeder gewünschten Fahrspuränderung unmittelbar folgen, Richtungs- und Schräglagenwechsel sollten nur durch einen kleinen Zug am Lenker verzögerungsfrei umgesetzt werden, der Kraftaufwand und der Körpereinsatz dafür minimal sein. „Spielerisch" ist eine passende Beschreibung dafür. Bei der Wertung dieses Gesamtverhaltens spielen Gewohnheiten des Fahrers und seine körperliche Konstitution eine nicht unerhebliche Rolle, so dass Bewertungen nicht immer einheitlich sind.

Viele Motorräder mit hohem Schwerpunkt fallen „gefühlt" gewissermaßen wie von selbst in die Kurve; ihr Handling wird von vielen Fahrern als gut bezeichnet. Bei schnellen Slalomkursen und wenn jeweils nur eine Kurve angefahren wird, kann ein höherer Schwerpunkt in der Tat einen gewissen Vorteil darstellen. Für größere Richtungsänderungen im unteren Geschwindigkeitsbereich oder für das Durchfahren von Wechselkurven, ist aber das genaue Gegenteil, nämlich ein niedriger Schwerpunkt, vorteilhaft. Denn das aufzubringende Rollmoment für den Wechsel von einer Schräglagenposition in die entgegengesetzte Lage ist bei niedrigem Schwerpunkt kleiner. Dieser Gegensatz kann damit erklärt werden, dass bei einem hohen Schwerpunkt aufgrund des höheren Rollmoments auch die Rollwinkelgeschwindigkeit größer wird und dies den subjektiven Eindruck eines guten Handlings entstehen lässt.

Weitere Faktoren spielen für das Handling eine Rolle. Überragend, aber dennoch immer wieder unterschätzt, ist das Gewicht (die Gesamtmasse) des Motorrads, auch wenn großvolumige Supersportler oder Großenduros durch eine optimierte geometrische Auslegung beim Fahren ihr Gewicht oft vergessen machen und sehr handlich wirken. Ein leichtes Motorrad ist und wirkt immer handlicher als ein schweres, weil die träge Masse, die sich grundsätzlich allen Richtungs- und Bewegungsänderungen entgegenstellt, kleiner ist. Im direkten Fahr-Vergleich wird dies am eindrucksvollsten spürbar. Wichtig ist auch, eine möglichst große Massenkonzentration um den Schwerpunkt der Maschine. Weit vom Schwerpunkt entfernte Massen haben einen langen Hebelarm und erzeugen dadurch hohe Trägheiten um die Hochachse (die durch den Schwerpunkt geht), um die sich das Motorrad bei der Kurvenfahrt (unter anderem) dreht, Abb. 10.18.

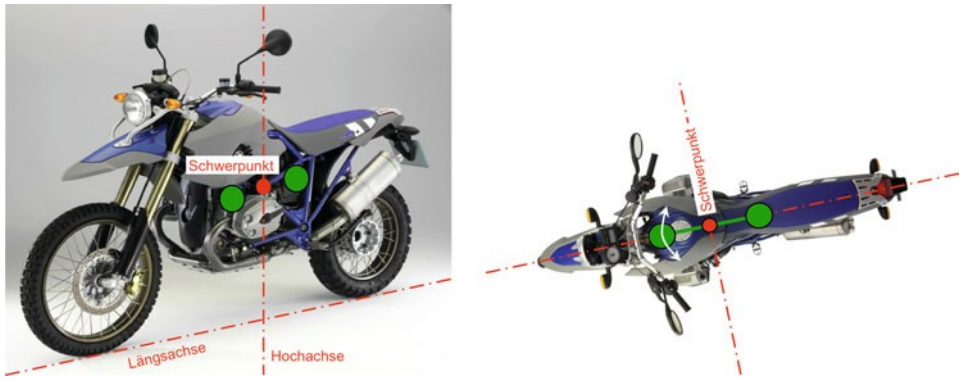


Abb. 10.18 Massenverteilung um den Schwerpunkt

Dominant ist der Einfluss der Masse des Vorderrads. Wie am Kapitelanfang erläutert, wird jede Richtungsänderung durch einen Lenkimpuls am Vorderrad eingeleitet. Das Rad ist also das erste und entscheidende Element für die Einleitung jeder Richtungsänderung und Bewegung des Motorrads, entsprechend ist sein Einfluss hoch. Infolge seiner Massenträgheit setzt aber das Kreiselsystem Vorderrad der Auslenkung einen Widerstand entgegen, daher sollte seine Masse bzw. sein Massenträgheitsmoment[1] so klein wie möglich sein.

Weitere entscheidende Größen sind die Fahrgeometrie und die Fahrlage. Je kürzer der *Radstand*, umso handlicher ist ein Motorrad. Seitenkräfte an den Reifen wirken bei kurzem Radstand über kürzere Hebelarme zur Hochachse, damit geht jede Drehung leichter. Zudem liegen die Massen näher zum Schwerpunkt. Einflussreicher als der Radstand ist aber der *Nachlauf*. Wie im Abschn. 8.1 erläutert, wirkt beim Einlenken des Vorderrads ein rückstellendes Moment, das mit größer werdendem Nachlauf ansteigt. Damit wird ein Motorrad umso handlicher, je kürzer der Nachlauf ist. So nachteilig die Nachlaufverkürzung beim Bremsen (Telegabel) für die Geradeausstabilität ist, das Einlenken in eine Kurve wird dadurch begünstigt (und darin dürfte begründet liegen, dass diese Vorderradführung im Rennsport dominiert).

Zu Festlegung der optimalen Fahrgeometrie werden während der Motorradentwicklung sogenannte „Verstellfahrwerke“ eingesetzt. Bei diesen werden in den glatt ausgedrehten Steuerkopf des Rahmens Drehkörper mit unterschiedlichen Winkellagen eingesetzt, sowie speziell angefertigte Gabelbrücken mit Längsnuten, Abb. 10.19. Das erlaubt eine Winkelverstellung der Lenkachse und eine Veränderung des Gabelversatzes. Hier genügen oft

[1] Das Massenträgheitsmoment ergibt sich aus dem Abstand zur Drehachse, an dem die Masse wirkt. Der Radius geht quadratisch in das Ergebnis ein. Als Konsequenz ergibt sich für die Radkonstruktion, dass die außen liegenden Massen (also die am Folgenhorn) minimiert werden müssen. Die japanischen Hersteller führten in der 1980er-Jahren zur Handlingsverbesserung Räder mit 16″ Durchmessern ein. Da kleinere Räder jedoch schneller drehen, erhöht dies wiederum die Trägheit des Kreisels. In der Summe hatte diese Maßnahme keinen durchschlagenden Erfolg und man kehrte zu den üblichen 17″ Rädern zurück.

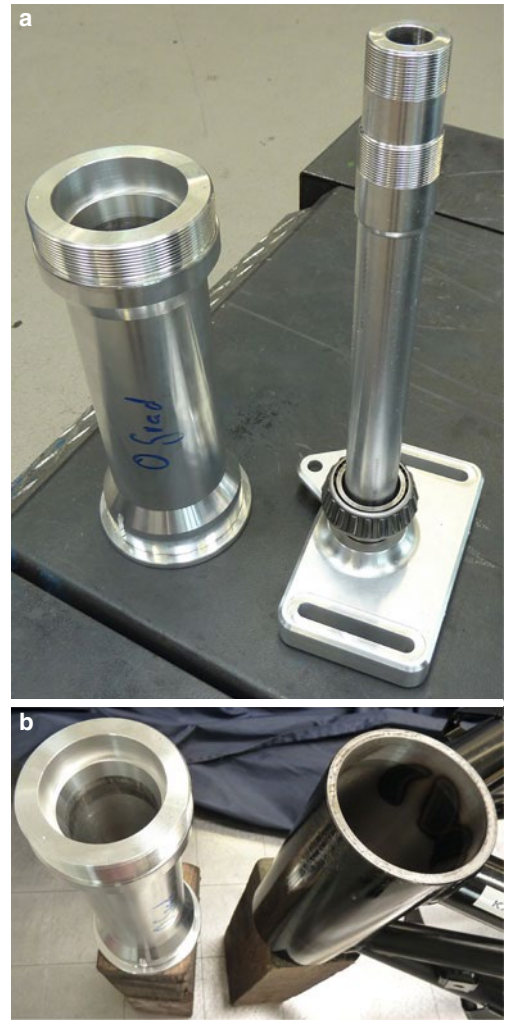


Abb. 10.19 Komponenten für ein Verstellfahrwerk zur Variation der Fahrgeometrie

Variationen in einem Bereich von 2–3° und 20 mm, um das Optimum für die Fahrwerksgeometrie im Versuch herauszufahren**.**

Obwohl in einem Serienfahrzeug die Fahrwerksgeometrie fest vorgegeben ist, lässt sich diese auch hier nachträglich innerhalb gewisser Grenzen modifizieren. Durch eine Verstellung der Federbasis am hinteren Federbein wird das Heck angehoben. Die Vorderfront lässt sich bei einigen Motorräder absenken, indem man die Telegabelrohre in den Gabelbrücken nach oben weiter durchschiebt (falls die Klemmlänge ausreicht). Damit steht das Motorrad „steiler“, der Nachlauf wird verkürzt und das Fahrzeug handlicher und kurvenwilliger. Ob die Geradeausstabilität leidet oder andere Nachteile im Fahrverhalten auftreten, kann in Vorhinein nicht beurteilt werden. Daher sind solche Modifikationen mit Vorsicht zu betrachten und eher für die abgeschlossene Rennstrecke in Betracht zu ziehen als für

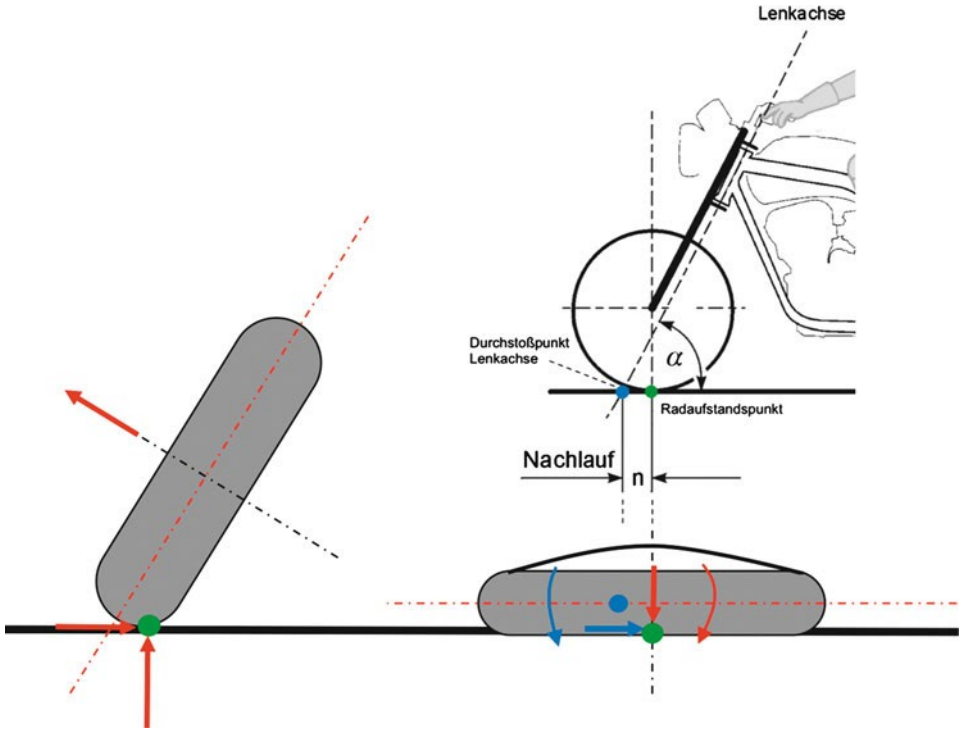


Abb. 10.20 Kräfte am Rad in Schräglage

die öffentliche Straße. Zu den geometrischen Auswirkungen veränderter Federraten und Dämpfungsparameter im Fahrbetrieb sei an dieser Stelle auf die vorangegangenen Abschn. 8.1, 8.4 und 8.5 verwiesen.

Neben den Reifen und der gesamten Fahrwerksgeometrie, nehmen auch die Sitzposition und die Hebelverhältnisse am Lenker Einfluss. Manchen kurvenunwilligen Motorrädern hat schon ein Auswechseln des Lenkers gegen ein breiteres Exemplar eine deutliche Handlingsverbesserung beschert. Das liegt daran, dass letztlich jeder Richtungs- und Schräglagenwechsel durch einen Radeinschlag, d. h. durch Aufbringen eines Lenkmomentes, eingeleitet wird. Je breiter der Lenker, umso geringer ist der Kraftaufwand, den der Fahrer leisten muss, daher verbessert sich das subjektive Handlingsempfinden.

Abschließend soll noch das Zusammenwirken der Kräfte am Vorderrad in die Betrachtungen zum Handling einbezogen werden. Abb. 10.20 zeigt, wie bei Schräglage der Reifenaufstandspunkt (blau) auf der Reifenkontur nach innen wandert. Die Längskraft (also bereits der Rollwiderstand) greift damit außermittig an; es entsteht ein Hebelarm und damit ein Drehmoment, das das Rad zur Kurveninnenseite eindreht. Gemäß den zuvor erläuterten Gesetzmäßigkeiten des Kreisels richtet sich damit das Motorrad auf und es fährt ohne Gegenmaßnahmen einen größeren Kurvenradius, es ist also tendenziell kurvenunwillig. Analog zum Automobil spricht man hier von einem *untersteuernden* Kurvenverhalten, das der Fahrer durch

einen Zug am Lenker kompensieren muss. Wie im Bild dargestellt, wirken aber weitere Kräfte am Rad, zum Beispiel die Seitenführungskraft (roter Pfeil), die am Radaufstandspunkt angreift. Das durch sie hervorgerufene Moment dreht das Rad nach außen und bewirkt damit eine Neigung in größere Schräglage, das Motorrad *übersteuert* und „fällt in die Kurve“. Wie man unschwer sieht, wirken beide Effekte gleichzeitig und gegenläufig. Die Hebelarme und damit die Größe und Wirkung beider Momente hängt von der Fahrgeometrie, im Wesentlichen von der Neigung der Lenkachse ab. Damit hat man in der Abstimmung eine Stellgröße in der Hand, mit der man das Einlenk- und Kurvenverhalten gezielt beeinflussen kann.

Weiterhin müssen auch die im Schwerpunkt des Motorrad angreifenden Fliehkräfte berücksichtigt werden (der Schwerpunkt wandert infolge der Schräglage ja aus der senkrechten Ebene zur Kurveninnenseite), die eine Momentenwirkung ausüben.

Klar wird dabei, dass für die fahrdynamische Abstimmung eines Motorrads durch das vielfältige Wechselspiel aller vorstehend genannten Faktoren ein Höchstmaß an Expertenwissen mit sehr viel Erfahrung und Gefühl für das Fahrzeug vonnöten ist. Denn die Vielzahl der Einflüsse ergibt eine kaum überschaubare Anzahl von Kombinationen und bei einem rein schematischen Durchtesten aller Faktoren eine nicht zielführende Anzahl von unterschiedlichsten Ergebnissen.

Zum Schluss soll noch auf den Einfluss der Drehmassen und der Drehorientierung der Kurbelwelle des Motors eingegangen werden. Grundsätzlich stellen alle drehenden Teile des Motors auch Kreisel dar, die sich einer Richtungsänderung entgegenstellen. Jede Schräglagenänderung zwingt diese Massen/Kreisel in eine andere Richtung, erzeugt damit einen Widerstand bzw. ein Kreiselmoment. Eine quer zur Fahrtrichtung verlaufende Kurbelwelle (wie bei allen üblichen Reihenmotoren) leitet als Reaktion auf eine Schräglage eine Drehbewegung um die Hochachse des Fahrzeugs ein.

Bei einer längs in Fahrtrichtung liegenden Kurbelwelle (typischerweise beim Boxermotor) tritt dieser Effekt nicht auf, weil das Fahrzeug beim Abkippen in die Schräglage ebenfalls um seine Längsachse kippt. Zumindest theoretisch gehen damit Schräglagenwechsel bei diesen Fahrzeugen leichter vonstatten. In der Realität sind die Wechselwirkungen jedoch erheblich komplexer. Neben der Kurbelwelle rotieren ja noch weitere Massen im Motor, durch Zahnräder und Übersetzungen teilweise gegenläufig zur Kurbelwelle, was Effekte teilweise kompensiert. Im instationären Bereich (d. h. beim Beschleunigen und beim Wechsel auf Schubbetrieb) erzeugen die Drehmassen ein rückdrehendes Moment, beim Boxermotor spürbar durch eine Bewegung des Fahrzeugs um die Längsachse (Rollmoment). Aber auch hier wird das durch gegenläufige Massen im Motor teilweise kompensiert.

In der Summe und im praktischen Alltagsbetrieb ist die für den Fahrer spürbare Wirkung all dieser Effekte eher gering und meist auch eine Frage der Gewöhnung. Die Tendenz zur Rollbewegung beim Boxer ist, wenn man es nicht kennt, kurzzeitig ungewohnt, danach nimmt man es kaum mehr wahr. Bedeutsamer sind die Effekte sicher im Rennsport. Die Minimierung aller Drehmassen im Motor bei Rennmotorrädern dient also nicht nur der Gewichtsreduzierung und begünstigt ein schnelleres Hochdrehen, sie minimiert auch deren fahrdynamische Einflüsse.

Regelungssysteme für Bremsen und Antriebsschlupf

11

Jürgen Stoffregen

Regelungssysteme für Motorradbremsen (ABS = Anti-Blockier-System) wurden erstmals 1988 von *BMW* für die Serie vorgestellt. Andere Motorradhersteller folgten nur zögerlich und es dauerte bis nach 2010, bevor ABS bei den namhaften Motorradherstellern für die meisten Modelle im Angebot war. Seit Januar 2017 müssen aufgrund einer Gesetzesvorschrift alle in der EU neu zugelassenen Motorräder über 125 cm^3 mit einem ABS-System ausgerüstet sein.

Die Regelungssysteme sowohl für Bremsen als auch für den Antrieb von Motorrädern müssen speziell auf die Eigenheiten der Motorrad-Fahrdynamik ausgelegt und abgestimmt werden. Beim ABS können vom Automobil lediglich einige hydraulische Systemkomponenten, allerdings auch diese nur in abgewandelter Form, übernommen werden. Unter anderem arbeitet die Bremshydraulik aufgrund der höheren Steifigkeit des Gesamtsystems in einem niedrigeren Druckbereich (ca. 12 bar), und aus Stabilitätsgründen ist bei der Regelung eine größere Überdruckruckabsenkung als beim PKW bis auf Werte nahe Null notwendig. Da die grundsätzlichen und physikalischen Zusammenhänge bei der Motorrad-Bremsung komplex und wichtig für das Verständnis der Bremsenregelung sind, wird zunächst auf diese eingegangen.

11.1 Motorradspezifische Zusammenhänge beim Bremsen

Da das Motorrad über die Kreiselkräfte der sich drehenden Räder (zu mehr als 90 % über das Vorderrad) stabilisiert wird, muss ein blockierendes Vorderrad bei der Bremsung unter allen Umständen vermieden werden. Ein still stehendes Vorderrad bedeutet den sofortigen Zusammenbruch der Kreiselkräfte, damit Stabilitätsverlust und unweigerlich einen Sturz.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2018
J. Stoffregen, *Motorradtechnik*, ATZ/MTZ-Fachbuch
https://doi.org/10.1007/978-3-658-07446-3_11

Auch die Seitenführungskräfte werden zu Null, darauf wird im Abschn. 11.2 näher eingegangen.

Gemäß der Betrachtungen aus Abschn. 8.7 gilt für den Bremsweg der vereinfachte Zusammenhang

$$s = \frac{v^2}{2 \cdot b} \tag{11.1}$$

Die Abhängigkeit des Bremswegs vom Quadrat der Fahrgeschwindigkeit ist uns zwar seit der Fahrschule bekannt, doch unsere Wahrnehmung und Vorstellung folgt (aus evolutionsbiologischen Gründen) in der Regel linearen Mustern. Das führt dazu, dass wir den notwendigen Bremsweg in der Praxis immer wieder unterschätzen und entsprechend oft im Straßenverkehr viel zu kleine Abstände einhalten. Tab. 11.1 zeigt in einer Übersicht in Schritten von 50 km/h gerundete Werte für den Bremsweg und die Zeitdauer der Bremsung jeweils bei Abbremsung bis zum Stillstand. Die Bremsverzögerung beträgt in den Beispielen einheitlich 8 m/s^2, die zusätzlich bremsende Wirkung des Luftwiderstands (die im Bereich >100 km/h die Bremsung wirkungsvoll unterstützt und den Bremsweg verkürzt) ist nicht berücksichtigt. Die Absolutwerte spiegeln sehr eindrucksvoll den quadratischen Zusammenhang zwischen Bremsweg und Geschwindigkeit wider.

Im Vergleich zum Automobil ist die dynamische Radlastverlagerung beim Motorrad deutlich ausgeprägter (ungünstigeres Verhältnis von Schwerpunkthöhe und Radstand, Abb. 11.1), mit erheblichen Konsequenzen für die Bremsen- und ABS-Auslegung, für das Fahrverhalten und für die Sicherheit.

Wie bereits in Abschn. 8.2, Abb. 8.3 erläutert, wird mit steigender Verzögerung das Vorderrad zunehmend be- und das Hinterrad in gleichem Maße entlastet. Entsprechend nimmt die übertragbare Bremskraft am Vorderrad zu, während sie am Hinterrad abnimmt. Es ist also aus physikalischen Gründen nicht möglich, am Hinterrad die gleiche Bremsverzögerung wie am Vorderrad aufzubringen. Trägt man die absolute Radlast bzw. den Kraftschlussbeiwert (Quotient aus Bremskraft und Radlast, vgl. Abb. 8.86) über der Bremsverzögerung auf, so ergeben sich die in Abb. 11.2 dargestellten Kurven. Man erkennt unmittelbar, dass bereits bei einer mäßigen Bremsung (b = 3,5 m/s^2) am Hinterrad die Kraftschlussgrenze (μ = 1, trockene Straße) überschritten wird, das Rad also blockiert und zu rutschen beginnt. Mit zunehmender Verzögerung kann das Hinterrad immer weniger Bremskräfte übertragen bis bei der Maximalverzögerung das Hinterrad nahezu vollständig entlastet wird und keinen Beitrag mehr zur Bremsung leistet. Im Extremfall hebt es vollständig von der Fahrbahn ab.

Jeder etwas erfahrene Motorradfahrer trägt diesem Zusammenhang Rechnung durch entsprechend gefühlvolles Betätigen der Hinterradbremse. Im Normalfall und bei mäßiger Verzögerung beherrscht der geübte Motorradfahrer die unterschiedlich starke Dosierung von Vorder- und Hinterradbremse recht gut. Die *wirklich optimale* Verteilung der Bremskräfte auf beide Räder ist jedoch schwierig und gelingt nur sehr routinierten Fahrern. Beim starken Bremsen bis hin zur Vollbremsung wird sinnvollerweise die volle Aufmerksamkeit allein auf die Vorderradbremse gelegt. Die Vollbremsung nur mit der Vorderradbremse

Tab. 11.1 Charakteristische Bremsgrößen in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit Rechenwerte gerundet, Basis: Bremsverzögerung von 8 m/s^2. Die Bremswirkung der Fahrwiderstände wurde nicht berücksichtigt

Geschwindigkeit (km/h)	Bremsweg (m)	Bremsdauer (s)
50	12	1,7
100	48	3,5
150	108	5,2
200	191	6,9
250	302	8,7



Abb. 11.1 Schwerpunkthöhe und Radstand beim Pkw und beim Motorrad

entlang der Reifenhaftgrenze gelingt bei trockener Fahrbahn durchaus, das ist letztlich eine Frage von Konzentration, Gefühl, Erfahrung und Übung. In solchen Situationen wird entweder die Hinterradbremse gar nicht erst betätigt (sie leistet ohnehin kaum noch einen Beitrag) oder es wird überbremst ohne darauf zu achten. Denn die am blockierenden Hinterrad auftretende Seiten-Instabilität ist bei Geradeausfahrt in der Regel gut beherrschbar. Aus berechtigter Angst vor einem blockierendem Vorderrad und dem dann praktisch unvermeidlichen Sturz wird aber oft von sehr vielen Motorradfahrern vorn weniger stark gebremst, als es möglich wäre.

Nahezu unmöglich ist es aber selbst für Routiniers, mit *beiden* Bremsen *gleichzeitig an der Blockiergrenze* zu bremsen. Denn dazu müssen die Rückmeldungen von beiden Reifen registriert werden, und es muss unmittelbar eine feinfühlige Dosierung der Betätigungskräfte getrennt für beide Bremsen erfolgen. Und diese Bremskraftregulierung muss während der Bremsung permanent angepasst werden. Die notwendigen schnellen Abläufe und Reaktionsmuster sind außerordentlich komplex und überfordern bereits bei konstanten hohen Reibwerten (trockener Asphalt) die menschliche Fähigkeit zur Signalverarbeitung und Regulierung. Bei niedrigen Reibwerten ist es wegen des dramatisch schnellen Abfallens der Seitenführungskraft und der notwendigen blitzschnellen Reaktion des Fahrers

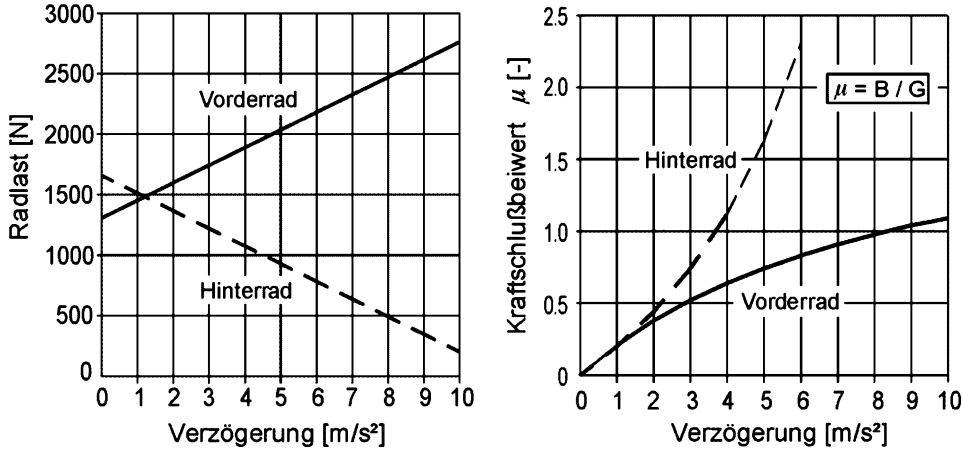


Abb. 11.2 Reibwerte an Vorder- und Hinterrad über der Verzögerung

absolut unmöglich, beide Bremsen koordiniert zu regulieren. Integralbremssysteme mit einer Koppelung beider Radkreise nehmen dem Fahrer die schwierige Dosierung der Hinterradbremse weitgehend ab (Einzelheiten dazu am Ende des Abschn. 11.2).

Komplett überfordert ist selbst der erfahrene Motorradfahrer im *Panikfall* einer unvorhersehbaren Notbremsung. In der Regel wird hier reflexartig überbremst und es kommt zum Sturz. Auch sehr routinierten und voll konzentrierten Fahrern gelingt es hier kaum, mit höchster Verzögerung dosiert zu bremsen. Von einer Bremsung an der *Haftgrenze* sind in einer solchen Situation auch Profi-Fahrer weit entfernt. Bei nasser Fahrbahn oder einem plötzlicher Wechsel im Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn wird das vollends unmöglich. Es ist nachgewiesen, dass ein Mensch in einer solchen Situation grundsätzlich nicht mehr imstande ist, die notwendigen Handlungen fehlerfrei und schnell genug zu vollziehen. Der „Regler Mensch“ ist hier vollständig überfordert [11.1 und 1.1].

Vorrangig für diese Fälle wurden ABS-Systeme entwickelt, die die Regelungsfunktion übernehmen und eine kontrollierte (Geradeaus-) Bremsung ohne Gefahr einer Radblockade und weitgehend unabhängig vom Fahrkönnen des Fahrers ermöglichen, Abb. 11.3.

11.2 Stabilitätskriterien beim Bremsen und Grundfunktion des ABS

Der Fahrstabilitätsverlust bei der Bremsung mit blockierenden Rädern ist Erfahrungstatsache und aus der Fahrpraxis bekannt, weniger hingegen die genauen Ursachen, auf die daher tiefer eingegangen werden soll. Das Motorrad wird stabilisiert durch die *Kreiselkräfte* der sich drehenden Räder (vgl. Kap. 10) und die *Seitenführungskräfte*. Entscheidend für die Stabilität sind die Kräfte am Vorderrad. Sinkt die Raddrehzahl durch Überbremsung schlagartig bis zum Stillstand ab (Radblockade), brechen die stabilisierenden Kreiselkräfte zusammen und das Motorrad beginnt zu kippen. Da zugleich die Seitenführungskraft gegen Null geht und es immer kleine Fahrbahnunebenheiten und Störungen gibt, die auf das Vor-



Abb. 11.3 Bremsversuche mit und ohne ABS und Stützkufen am Versuchsmotorrad (BMW)

derrad einwirken und dieses auslenken, knickt das Vorderrad ein und rutscht seitlich weg. Beide Vorgänge spielen sich in Sekundenbruchteilen ab, und überlagern sich, so dass es unweigerlich zum Sturz kommt. Nur bei extrem schneller Reaktion des Fahrers und günstigen Umständen (Vorderrad höchstens geringfügig eingelenkt, ebene Fahrbahn) kann durch sofortiges Loslassen der Bremse und Ausbalancieren gegebenenfalls die Stabilität zurückgewonnen werden. Das Zeitfenster für diese Fahrerreaktion beträgt etwa 0,1–0,3 s. Zunächst soll auf die Seitenführungskräfte näher eingegangen werden.

Durch Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn kann nur eine bestimmte Kraft übertragen werden, deren Maximalwert vom größten erreichbaren Reibwert μ_{max} (Kraftschlussbeiwert) zwischen Reifen und Fahrbahn und der auf das Rad wirkenden Gewichtskraft abhängt

$$F_{\text{Reifen, max}} = \mu_{max} \cdot G \tag{11.2}$$

Unter der vereinfachten Annahme, dass der Reibwert unabhängig von der Art der Krafteinwirkung ist (was bei genauer Betrachtung nicht ganz zutrifft, aber hier vernachlässigt werden kann), spielt die Richtung und Orientierung der Kraft praktisch keine Rolle. Die Summe aller Kräfte in der Reifenaufstandsfläche darf nicht größer werden, als die Maxi-

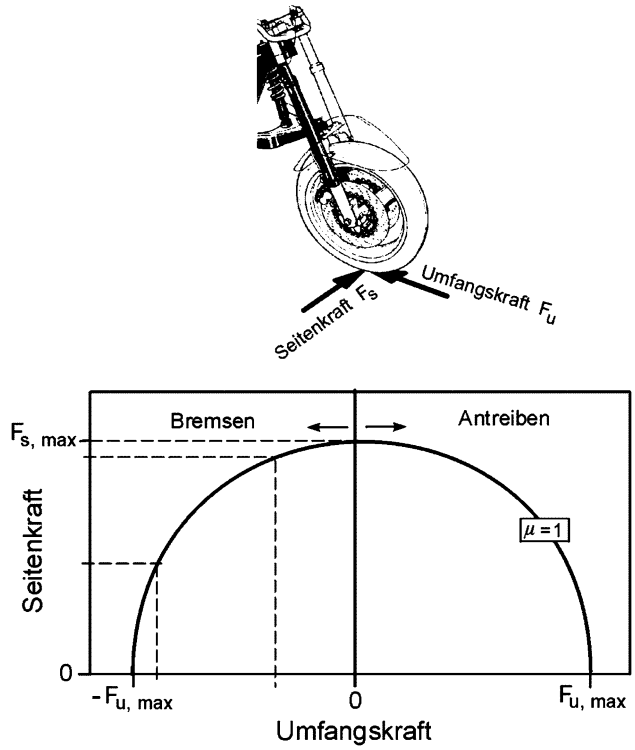


Abb. 11.4 Abhängigkeit von Seitenkraft und Umfangskraft bei konstantem Reibwert

malkraft nach Gl. 11.2, sonst kann der Reifen sie nicht mehr übertragen. Daraus ergibt sich, dass bei Übertragung großer Bremskräfte (Umfangskräfte) für die Seitenkraft (Rad-Seitenführungskraft) nur noch ein geringer Betrag übrig bleibt. In Abb. 11.4 ist dieser Zusammenhang von Seitenkraft und Umfangskraft für einen angenommenen, konstanten Reibwert von $\mu = 1$ grafisch aufgetragen, diese Darstellung wird als *Kamm´scher Kreis* bezeichnet. Der Kreisradius repräsentiert die Höhe des Reibwerts, bei Werten $\mu < 1$ hat der Kamm´sche Kreis einen kleineren Durchmesser, die übertragbaren Kräfte werden geringer. Der Kamm´sche Kreis zeigt nur die grundsätzlichen Zusammenhänge zwischen Seitenkraft und Bremskraft, er sagt noch nichts aus über den dynamischen bzw. zeitlichen Verlauf des Kraftaufbaus in der Reifenaufstandsfläche. Auch muss der Schlupf mit in die Betrachtungen einbezogen werden, siehe die nachfolgenden Abschnitte. Durch die Deformationen in der Reifenaufstandsfläche wird bei genauer Betrachtung der Kreis zur Ellipse verformt, aus Vereinfachungsgründen betrachten wir jedoch weiterhin den theoretischen Idealzustand des Kreises.

Man erkennt sofort, dass bei maximaler Bremskraftausnutzung mit Übergang zum Rutschen/Blockieren die Seitenkraft zu Null wird und damit der Reifen keine Seitenführung mehr aufbauen kann, so dass Stabilitätsverlust eintritt. Umgekehrt kann bei maximaler Seitenkraftausnutzung (maximale Schräglage) auch keine Bremskraft mehr übertragen

werden. Analog zum Bremsen gelten die gleichen Zusammenhänge natürlich auch für den umgekehrten Fall des Antriebs (vgl. Abschn. 11.5).

Stark vereinfacht ausgedrückt gilt: solange das Rad noch rollt, baut auch das stark gebremste Rad noch Seitenführungskraft auf. Erst beim Übergang zum Blockieren fällt die Seitenführungskraft praktisch bis auf Null ab, und es tritt Stabilitätsverlust ein. Selbst wenn im Übergangsbereich noch ein minimaler Rest an Seitenführung erhalten bleibt, reicht diese nicht mehr aus, um größere Störeinflüsse auf die Geradeausfahrt aufzufangen. Sie verhindert lediglich beim exakt geradeaus gerichteten Rad eine komplette Führungslosigkeit und Instabilität. Wie zuvor erwähnt ist natürlich das Zusammenbrechen der Kreiselkräfte beim blockierenden Rad die zweite Ursache für den Stabilitätsverlust.

Es darf also nur so viel Bremskraft aufgebracht werden, dass ein Blockieren sicher verhindert wird. Wie zuvor schon mehrfach erwähnt, muss im Gegensatz zum Automobil beim Motorrad unbedingt das blockierende *Vorderrad* verhindert werden, da dieses fast allein die Stabilisierung übernimmt. Ein blockiertes Hinterrad hingegen beeinträchtigt die Fahrstabilität bei *Geradeausfahrt* nicht elementar, eine Hinterradblockade ist in der Regel recht gut beherrschbar (beim Auto ist es umgekehrt, blockierende Hinterräder führen dazu, dass das Heck ausbricht und das Auto sich dreht). Trotzdem werden beim Motorrad-ABS von allen Herstellern grundsätzlich immer der Bremsdruck von Vorderrad und Hinterrad geregelt (2-Kanal-ABS).

Der Kamm´sche Kreis allein reicht aber für die Betrachtung der Stabilisierungsmechanismen nicht aus. Für ein komplettes Verständnis der Vorgänge muss der Kraftschlussbeiwert genauer betrachtet werden. Wir müssen dazu den *Reifenschlupf* einbeziehen, der auftretende Relativgeschwindigkeiten zwischen Reifen und Fahrbahn kennzeichnet. Ein Reifen kann Antriebs- oder Bremskräfte nur übertragen, wenn Schlupf herrscht. Schlupf bedeutet, dass der reinen Abrollbewegung des Rades eine Relativbewegung in der Reifenaufstandsfläche zwischen Reifen und Fahrbahn (ein leichtes „Rutschen bzw. Durchrehen“) überlagert ist. Es gilt:

- *Ohne Schlupf ist eine Übertragung von (Umfangs-)Kräften am Reifen (hier Brems- und Antriebskräfte) nicht möglich, die Umfangskräfte selbst sind dabei Ursache des Schlupfes.*

Der Grund liegt in den molekularen Vorgängen, die sich bei innigem Kontakt zwischen dem Reifengummi und der Fahrbahn einstellen. Durch den Schlupf wird das Gummi elastisch verformt, dazu ist Energie nötig und dieser Energie-„Verbrauch“ (Umwandlung in Wärme) bewirkt über weitere Schritte auf molekularer Ebene die Reibung/Haftung. Ein weiterer Effekt ist der bei Schlupf innigere Kontakt zwischen dem Gummi und der Fahrbahn und eine Erwärmung des Gummis infolge der Relativbewegung. Beides fördert „Verzahnungseffekte“, d. h. das Gummi schmiegt sich in die Poren und Rauigkeiten des Asphalts und „verkrallt“ sich dort. Diskutiert werden auch kurzzeitige „Verklebungseffekte“ der Reifenmoleküle mit dem Asphalt (Literatur [11.1]).

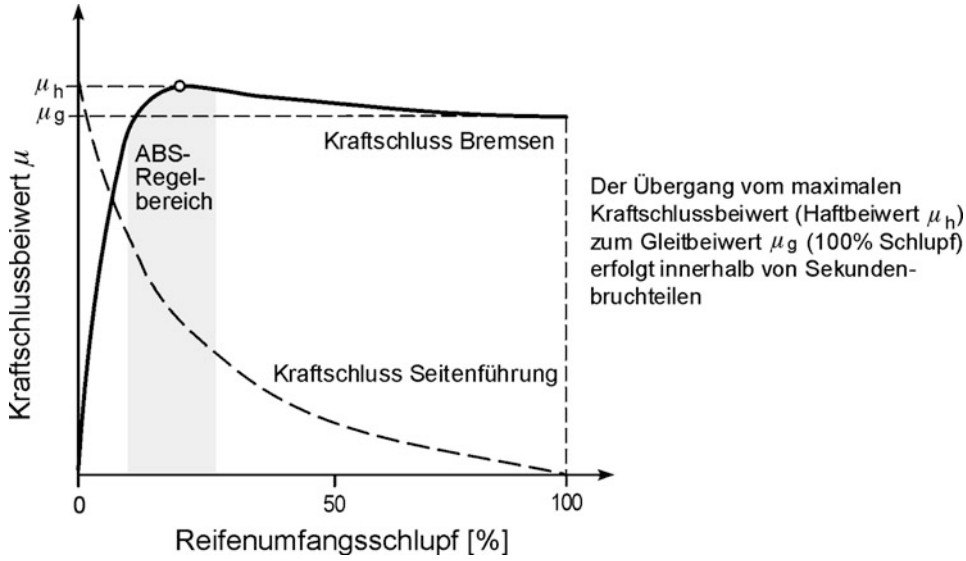


Abb. 11.5 Kraftschlussverlauf in Abhängigkeit vom Reifenschlupf (Prinzipdarstellung)

Der Haftbeiwert ist nicht nur vom Schlupf, Reifenparametern und der Fahrbahn abhängig, sondern wesentlich auch von der Temperatur. Unterhalb und oberhalb eines optimalen Temperaturbereichs nimmt die Haftung deutlich ab.

Der Schlupf wird bestimmt, indem die real zurückgelegte Wegstrecke auf der Fahrbahn mit der theoretischen Strecke aus dem insgesamt abgerollten Rad- bzw. Reifenumfang verglichen wird. Beim Laufrad, das ohne Antriebs- und Bremskräfte rollt, ist der Schlupf Null; hier entspricht die zurückgelegte Wegstrecke pro Radumdrehung genau dem abgerollten Reifenumfang. Wenn der abgerollte Weg am Rad (Reifenumfangsstrecke) größer ist als die tatsächlich zurückgelegte Wegstrecke auf der Fahrbahn, dreht das Rad durch (Antriebsschlupf). Ist er kleiner, beginnt das Rad neben seiner Drehung zu rutschen (Bremsschlupf). Definitionsgemäß ist der Schlupf beim vollständig durchdrehenden (Antrieb) bzw. blockierten (Bremsung) Rad gleich 1 oder 100 %. Praktisch bedeutet das also: Beim durchdrehenden Rad errechnet sich zwar eine theoretische Wegstrecke aus dem Abrollumfang, das Fahrzeug bewegt sich aber nicht von der Stelle („Burnout“). Umgekehrt legt das Fahrzeug beim Bremsen mit blockierenden Rädern zwar eine Wegstrecke (Bremsweg) zurück, wegen der stillstehenden Räder errechnet sich der Weg aus deren Abrollumfang aber zu Null.

Abb. 11.5 zeigt aufgetragen über dem Schlupf den idealisierten Kraftschlussverlauf (Reibwert) beim Bremsen. Mit eingezeichnet ist der Verlauf des Kraftschlusses für die Seitenführung zur Querstabilisierung des Fahrzeugs. Wie man leicht erkennt, stellt sich der maximale Kraftschluss (Haftreibwert) erst bei einem gewissen Schlupf (zwischen 5 und 20 %) ein (u. a. abhängig vom Reifen), danach nimmt der Kraftschluss wieder ab bis hin zum Gleitreibwert für das blockierte Rad. Korrespondierend dazu nimmt der Kraftschluss der Seitenführung (Seitenführungskraft) kontinuierlich ab, bis sie bei 100 % Schlupf (blockierendes Rad) zu Null wird.

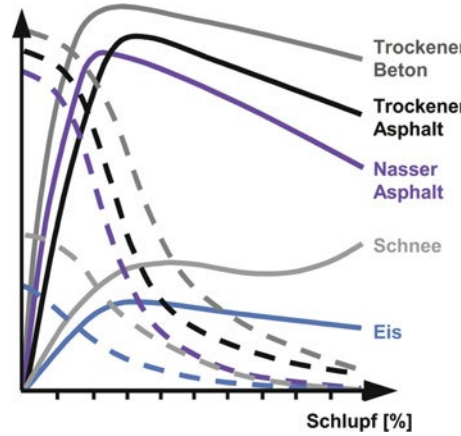


Abb. 11.6 Kraftschlussbeiwerte für verschiedene Fahrbahnoberflächen und -zustände (durchgezogene Linie: Bremskraft; gestrichelte Linie: Seitenführungskraft)

Kraftschlussbeiweite (= Reibwerte zwischen Reifen und Fahrbahn) müssen also immer im engen Zusammenhang mit dem Schlupf betrachtet werden.

Die Kraftschlussverläufe und Seitenführungskräfte über dem Schlupf für verschiedene Fahrbahnoberflächen und -zustände zeigt Abb. 11.6. Gut erkennbar ist, dass auch bei Nässe auf Asphalt eine recht gute Griffigkeit vorhanden ist, diese aber bei hohen Schlupfwerten im Gegensatz zur trockenen Straße stärker abfällt. Lediglich indirekt zeigt die Grafik den zeitlichen Verlauf der Reibwertänderung. Er ergibt sich aber aus dem Verlauf: je steiler die Kurven ansteigen bzw. abfallen (Gradient), umso schneller vollziehen sich die Änderungen. Noch deutlicher wird dies am Steilabfall der Kurven für die Seitenführungskraft.

Primäre Aufgabe einer Bremsenregelung ist es demnach, über eine rechtzeitige Beeinflussung (Absenken) des Bremsdrucks den Radschlupf so zu begrenzen, dass in der Praxis ein Blockieren des Rades sicher verhindert wird. Darüber hinaus ist es wünschenswert, die Regelung so auszulegen, dass der Bremsschlupf in den engen Grenzen um das Reibwertmaximum bleibt, um bestmögliche Bremswirkung zu erzielen.

Würde man einen zu großen Schlupfbereich für die Regelung zulassen, bestünde trotz Bremsdruckabsenkung die Gefahr einer Radblockade, weil die *Zeit* zum Wiederaufbau der notwendigen höheren Reibungskräfte zu kurz würde. Das Gleiche gilt für die Seitenführungskraft. Sie wäre dann schon zu weit abgebaut, so dass die Restkraft zur Seitenstabilisierung des Fahrzeugs unter Störeinflüssen nicht mehr ausreichen würde und der Wiederaufbau nähme mehr Zeit in Anspruch, als zur Wiedererlangung der Stabilität zur Verfügung stünde; das Fahrzeug hätte den Stabilitätsbereich bereits verlassen.

Funktionsprinzip aller ABS-Systeme (Radschlupf-Regelsysteme) ist die betätigungsunabhängige Bremsdruckbeeinflussung im Hydraulikkreis für die *Rad*bremszylinder. Im Fall einer drohenden Radblockierung wird der Bremsdruck soweit abgesenkt, bis die Raddrehzahl wieder ansteigt und danach durch geeignete Eingriffe in die Hydraulik der Bremsdruck kontinuierlich wieder erhöht. Dieser Vorgang geschieht unabhängig von der Bremsbetätigung durch den Fahrer, der während der Regelung vom System abgekoppelt wird.

Diese Zusammenhänge sind in Abb. 11.7 dargestellt. Bei der Bremsung mit relativ kontantem Bremsdruck vermindert sich die Radumfangsgeschwindigkeit etwa linear (normale

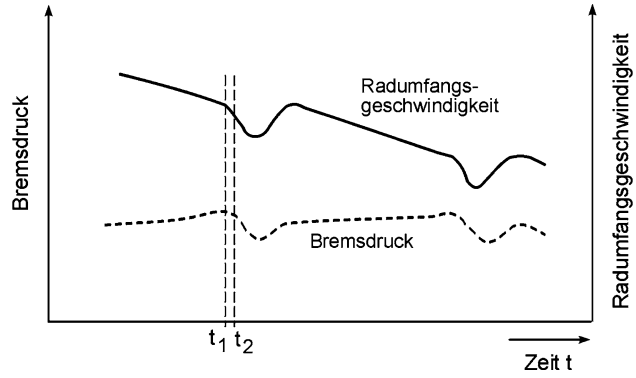


Abb. 11.7 Bremsdruck-Modulation bei Radblockade

Bremsung). Die *drohende* Radblockade zeigt sich am beginnenden *Steilabfall* der Radumfangsgeschwindigkeit zum Zeitpunkt t_1. Dieser Drehzahleinbruch des Rades wird von Sensoren am Rad in einer kurzen Zeitspanne (Zeit t_1 bis t_2) registriert und von einer Elektronik ausgewertet. Aufgrund der Trägheiten sinkt zunächst die Radgeschwindigkeit weiter ab, aber das Rad rollt weiterhin und blockiert *nicht*. Das ABS senkt jetzt sofort den Bremsdruck, wodurch das Rad wieder freier rollen kann und seine Umfangsgeschwindigkeit zunächst wieder zunimmt. Im Verlauf der weiteren Bremsung wird der Bremsdruck wieder kontinuierlich erhöht, um kürzeste Bremswege zu erreichen. Wird abermals eine drohende Radblockade erkannt, wiederholt sich der Regelvorgang.

Als Argument gegen das ABS wurde in der Vergangenheit hin und wieder angeführt, dass sich durch das ABS der Bremsweg verlängern würde. Theoretisch trifft das zu, weil das ABS zur Regelung einen (mittlerweile nur noch sehr kleinen) Mindestabstand zur Blockiergrenze einhalten muss. In der Fahrpraxis ist das hingegen vollkommen irrelevant. Selbst bei Tests mit professionellen Fahrern auf abgesperrten Strecken mit stets gleichen Voraussetzungen und auf optimaler Fahrbahn mit konstant hohen Reibwerten sind die Unterschiede im Bremsweg mit und ohne ABS minimal. Bereits die individuellen Streuungen in der Reaktionszeit des Fahrers führen zu unterschiedlichen Bremswegen und Abweichungen, die größer sind, als die durch das ABS verursachten.

Auf das reale Verkehrsgeschehen auf normalen Straßen sind diese Vergleiche unter Idealbedingungen ohnehin kaum übertragbar. Messungen unter Alltagsbedingungen zeigen, dass hier selbst Routiniers mit ABS kürzere Bremswege erzielen als mit ungeregelten Bremsen. Dies untermauern breit angelegte Untersuchungen von Herstellern, Verkehrssicherheitsinstitutionen und der Motorradzeitschriften. Hinzu kommt, dass sogar unter den idealen Bedingungen eines Tests *erfahrene Normalfahrer* aus Angst vor einem Sturz oft unterhalb der Bremsverzögerung bleiben, die mit ABS selbst von Ungeübten problemlos verwirklicht werden.

In einer Notsituation erübrigt sich ohnehin jegliche Diskussion [1.1]. Interessant (und stets unbeantwortet) bleibt auch die Frage, wie eine Vollbremsung an der Reibwertgrenze *ohne* ABS sinnvoll geübt werden kann, wenn jede Überschreitung des Limits mit hoher Wahr-



Abb. 11.8 Bremsung bei Nässe (BMW)

scheinlichkeit zum Sturz führt? Und wer wagt denn wirklich ohne ABS das Üben von Vollbremsungen aus 150 oder 200 km/h bei nasser Fahrbahn, Abb. 11.8, wo Bremsfehler zu schweren Unfällen mit schwersten Verletzungsfolgen führen würden? Mit ABS hingegen kann dies geübt werden, ja, es ermöglicht überhaupt erst das gefahrlose Üben und Kennenlernen der Limits. Richtiges Bremsen wird durch ein ABS also nicht verlernt, sondern es ist für den Normalfahrer die einzige gefahrlose Möglichkeit, es zu erlernen.

Die Entwicklungen beim ABS sind mittlerweile technisch so ausgefeilt und überzeugend, dass diese Systeme auch für Superbikes angeboten werden (von 2017 an ohnehin gesetzliche Pflicht in der EU für alle Motorräder >125 cm^3).

11.3 ABS-Komponenten und ausgeführte Seriensysteme

Auf der Basis der zuvor beschriebenen Funktionsgrundlagen gab es bereits vor Jahrzehnten (Anfang der 1980er-Jahre) Ansätze für eine Bremsenregelung. Gearbeitet wurde damals an mechanisch-hydraulischen Systemen, die den Zusammenbruch der Fliehkraft als Erkennungssignal für einen drohenden Radstillstand ausnutzten. Die Bremsdruckabsenkung erfolgte über einen mechanisch betätigten Eingriff in die Bremshydraulik; der erneute Druckaufbau wurde mittels eines Elektromotors bewerkstelligt, der ebenfalls über eine Mechanik auf die Hydraulik wirkte. 1985 wurde ein Prototyp vorgestellt (*LUCAS*/*GIRLING*), Abb. 11.9**.**

Das System schaffte aber nicht den Durchbruch zur Serienreife. Der Weg zur Serie wurde mit elektronisch geregelten Hydrauliksystemen beschritten, wobei auf der Hydraulikseite zwei grundsätzlich unterschiedliche Arbeitsprinzipien zur Anwendung kommen,



Abb. 11.9 Prototyp des mechanisch-hydraulischen Lucas/Girling ABS

das *Plungersystem* und das *Ventilsystem*. Auf beide Systeme und ihre Unterschiede soll im Folgenden eingegangen werden. *BMW* war beim Motorrad der ABS-Pionier und stellte 1988 sein ABS I vor, das nach dem Plungerprinzip arbeitete. Es wurde zusammen mit dem Bremshydraulikhersteller *FAG (dessen ABS-Unternehmenssparte wurde später als Fa. FTE eigenständig weitergeführt)* entwickelt. Zur damaligen Zeit hatten die großen ABS-Lieferanten für PKW aufgrund der geringen Stückzahlen noch kein Interesse an der Entwicklung eines Motorrad ABS, so dass FAG/FTE lange Jahre der einzigen Serien-Lieferant am Markt war. Damalige PKW-Systeme (Ventilsysteme) waren auch noch nicht in der Lage, die für Motorräder notwendigen Bremsdruckabsenkungen bis auf nahe Null zu realisieren; dieses gelang nur mit einem Plungersystem. Abb. 11.10 zeigt das Funktionsschema dieses ersten Serien-ABS von BMW für Motorräder.

Herzstück des gesamten Systems ist der elektro-hydraulische Druckmodulator, der den Plunger (Regelkolben) enthält. Dieser wird von einem Linearmotor angetrieben und bewirkt durch Volumenänderung im Hydrauliksystem eine Veränderung des Drucks im Bremssattel und damit eine Veränderung der Radbremskraft. Wenn die elektronischen Sensoren an den Rädern eine Blockierneigung feststellen, wird der Bremsdruck durch Zurückfahren der Kolben kontinuierlich soweit abgesenkt, bis die Räder wieder drehen können. Anschließend wird der Druck wieder aufgebaut, bis im Falle eines erneuten Blockierens eine neuerliche Druckabsenkung notwendig wird. Dieser Vorgang wiederholt sich, falls erforderlich, bis zu sieben Mal pro Sekunde.

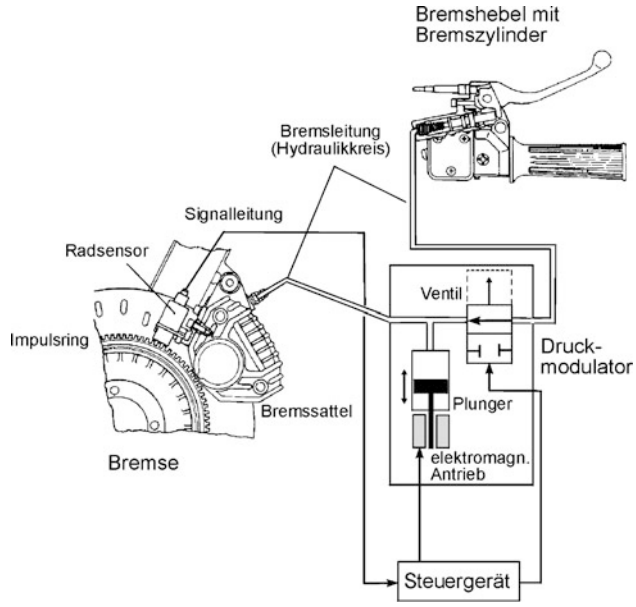


Abb. 11.10 Funktionsschema des BMW ABS I

Durch eine permanente Auswertung der Raddrehzahlsignale wird jede Radblockade rechtzeitig erkannt. Ein drohender Radstillstand kündigt sich wie in Abb. 11.7 dargestellt in einem Steilabfall der Radumfangsgeschwindigkeit an und wird vom Auswerteprogramm im Steuergerät sofort festgestellt. Entsprechend werden dann Stellsignale an den Druckmodulator gesandt und der Systemdruck abgesenkt. Die Radüberwachung übernehmen induktive Drehzahl-Impulsgeber, die die Raddrehung im Zusammenwirken mit einer Zahnscheibe mit 100 Zähnen zuverlässig erfassen. Eine Blockierneigung wird nicht erst im Augenblick des Stillstands, sondern durch Auswertung des Gradienten der Raddrehzahl vorausschauend erkannt.

Während des Regelvorgangs ist die Bremshebelbetätigung durch den Fahrer vom System abgekoppelt, so dass die Regelung ohne spürbare Pulsationen für den Fahrer erfolgt. Dies geschieht über ein Kugelventil, das mittels des Regelkolbens verschlossen wird. Die Aufbringung des Bremsdrucks erfolgt mechanisch über starke Federn im Druckmodulator. Lediglich die Regelkolben verfahren mit elektrischem Antrieb über die Linearmotoren. Dies hat den Vorteil, dass bei Elektrikausfall die volle Bremswirkung wie bei einer Bremse ohne ABS erhalten bleibt und lediglich die Regelung nicht mehr wirksam ist. Der Ausfall der Regelung wird durch eine Warnlampe angezeigt.

Das System funktioniert in einem weiten Reibwertbereich zwischen $\mu = 0{,}1$ (wasserüberflutete sehr glatte Fahrbahn) und $\mu = 1{,}3$ (sehr rauer Asphalt) bis hinunter zur Schrittgeschwindigkeit (ca. 4 km/h); es werden Vorder- und Hinterrad getrennt voneinander geregelt. Für das Hinterrad müssen zusätzlich die Drehzahlsignale des Vorderrades mit ausgewertet werden, um antriebsbedingte Änderungen der Winkelgeschwindigkeit am Hinterrad von Bremsvorgängen unterscheiden zu können.

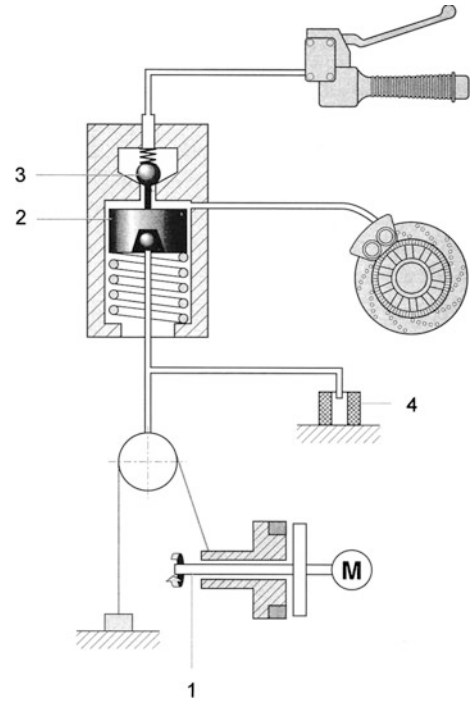


Abb. 11.11 Schematischer Aufbau und Funktion des ABS II von *BMW/FAG* 1 Reibungskupplung und Antriebsmotor, 2 Kolben (Plunger), 3 Kugelventil
4 Sensor für Wegmessung

Trotz der erreichten Vorteile für die Fahrsicherheit, weist das dargestellte ABS-System noch Unvollkommenheiten auf. Die Modulation des Bremsdrucks mit einer Regelfrequenz bis zu 7 Hz erzeugt entsprechende Federbewegungen (Nickschwingungen) des Fahrzeugs aufgrund der mit gleicher Frequenz wechselnden dynamischen Radlastverlagerung. Wenn diese auch nur im seltenen Fall der ABS-Regelung auftreten, stellen sie dennoch eine Komfortminderung für den Fahrer/Beifahrer dar. Darüber hinaus wird auch das Fahrwerk, und hier besonders die Vorderradgabel, durch Kraftspitzen infolge schnell wechselnder Bremskraftamplituden mechanisch stark beansprucht. Ideal wäre, wenn der Bremsdruck so geregelt würde, dass die Radbremskraft dem schlupfabhängigen Reibwertverlauf genau folgen würde.

Diesem Ideal kam bereits das 1993 in den Markt eingeführte ABS II, das *BMW* wiederum in Zusammenarbeit mit *FAG/FTE* entwickelt hat, sehr nahe. Abb. 11.11 zeigt den schematischen Aufbau sowie die Arbeitsweise des Systems und lässt die nahe Verwandtschaft zum Vorgängersystem erkennen. Es wurde das bewährte Plungerprinzip beibehalten; grundsätzlich neu ist der Antrieb des Plungers über einen Motor und eine elektronisch gesteuerte Reibkupplung sowie das integrierte Wegmesssystem als wichtigste Innovation. Alle anderen Systemkomponenten sind im Prinzip weiterentwickelte Varianten des Vorgängermodells.

Wird eine drohende Radblockade von den Radsensoren erkannt, wird die Friktionskupplung und der Antriebsmotor angesteuert und der Plungerkolben wie beim Vorgängersystem nach unten gezogen. Anschließend erfolgt eine Phase mit erneutem Druckaufbau, indem

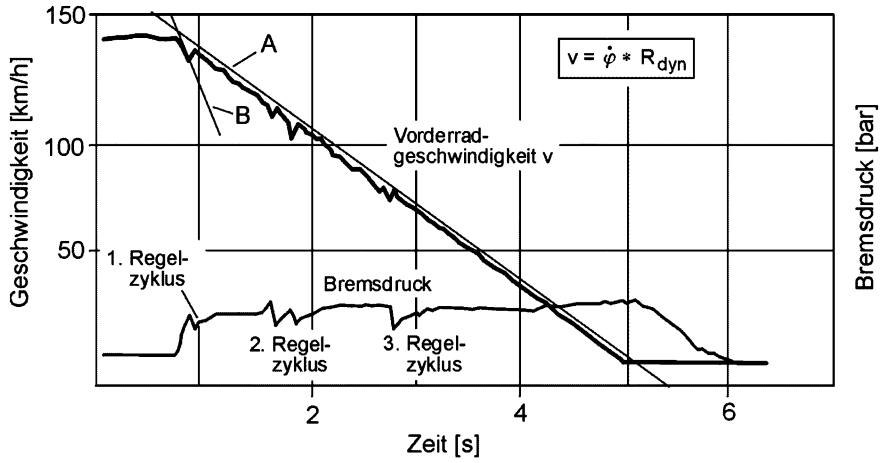


Abb. 11.12 Bremsdiagramm für eine Bremsung mit hohem Reibwert unter ABS-Kontrolle

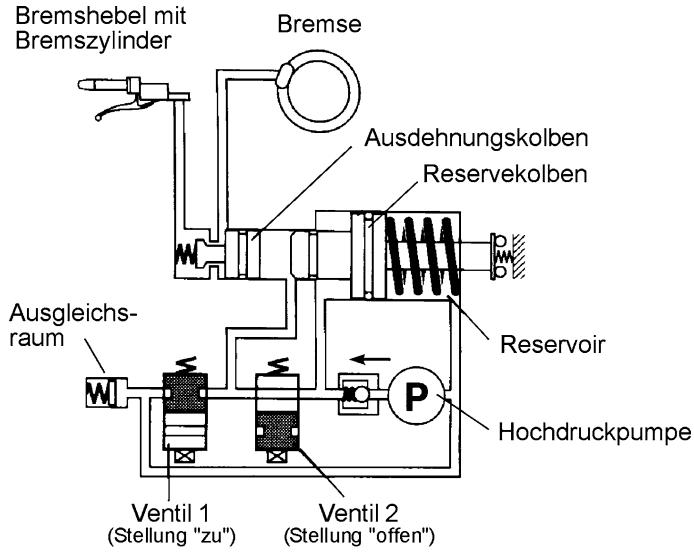
der Plunger mittels Federkraft wieder nach oben gefahren wird und dabei das Rad in erneute Blockierneigung bringt. Beides Mal wird vom Wegmesssystem der Verfahrweg des Plungers registriert, und aus der Plungerstellung kann jeweils auf den Systemdruck geschlossen werden.

Der Regelungszyklus kann nun von Neuem beginnen; die Frequenz der Regelung kann dabei bis zu 15 Hz betragen.

Im Unterschied zu anderen Systemen ist aber eine hohe Regelfrequenz nicht das eigentliche Ziel. Vielmehr gestattet die aus der Wegmessung gewonnene Kenntnis der Druckverhältnisse das gezielte Anfahren einer bestimmten Plungerstellung beim folgenden Regelzyklus. Diese Stellung wird aus den vorangegangenen Zyklen anhand der Regelphilosophie ermittelt. Damit ermöglicht das System bei konstanten Randbedingungen ein langes Verharren des Rades im günstigsten Schlupfbereich, ohne dass größere Bremsdruckmodulationen nötig werden. Das System *lernt* also in gewisser Weise den Fahrbahnzustand und ermöglicht damit ein komfortables, sicheres Bremsen mit größtmöglich angepasster Verzögerung.

Abb. 11.12 zeigt die Messergebnisse einer Bremsung mit hohem Reibwert unter ABS-Kontrolle für Vorderrad und Hinterrad, [11.3]. Die Radblockade kündigt sich durch den plötzlichen Abfall der Radgeschwindigkeit an (B im Diagramm, obere Kurve). Das System reagiert darauf mit einer Bremsdruckabsenkung (1. Regelzyklus, untere Kurve). Deutlich erkennbar sind die Abnahme der Bremsdruckamplituden nach zwei Regelzyklen und die lange Zeitdauer, in denen jeweils anschließend mit nahezu konstantem Bremsdruck gebremst wurde. Die sehr kurze Bremszeit von 5 s für die Bremsung aus 150 km/h belegt die optimale Reibwertausnutzung bei dieser Bremsung.

Die japanischen Hersteller kamen anfangs nur zögerlich mit ABS-Systemen auf den Markt, nachdem die großen Bremsenzulieferer und Hersteller Mitte bis Ende der 1990er-Jahre den Motorradmarkt für sich entdeckten.



	ohne ABS	während ABS-Regelung	
	normale Bremsung	Blockier-tendenz	Druck-erhöhung
Ventil 1	zu	offen	zu
Ventil 2	zu	zu	offen

Abb. 11.13 Funktionsschema eines HONDA ABS

Sie setzten auf die vom PKW abgeleiteten Ventilsysteme, nachdem diese die für Motorräder erforderlichen großen Bremsdruckabsenkungen beherrschten. Beispielhaft ist in Abb. 11.13 das Funktionsschema eines damaligen ABS von *HONDA* dargestellt. Bei einer Bremsbetätigung wirkt der Bremsdruck vom Hand- bzw. Fußbremszylinder zunächst auf die Bremszangen (Radbremszylinder) und den Ausdehnungskolben. Stellen die Radsensoren eine Blockierneigung fest, öffnet das Ventil 1, so dass Bremsflüssigkeit abfließt, wodurch sich der Ausdehnungskolben nach rechts bewegen kann und den Bremsdruck für die Bremszange vermindert. Sobald die Blockiergefahr vorüber ist, wird das Ventil 1 geschlossen. Ist die Raddrehung wieder stabil, wird kontinuierlich der Flüssigkeitsdruck im System erhöht, indem über die Hochdruckpumpe *P* bei jetzt geöffnetem Ventil 2 Bremsflüssigkeit in den Bremskreislauf zurück gepumpt wird. Dadurch verschiebt sich der Ausdehnungskolben nach links und erhöht den Druck im Radbremskreis für die Bremszangen. Damit kann der Regelzyklus von vorn beginnen.

Im Unterschied zum Plungersystem ist bei Ventilsystemen der Bremshebel während der Regelung nicht vom Hydrauliksystem getrennt, so dass Rückwirkungen in Form von Pulsationen auf den Betätigungshebel einwirken. Dies ist zwar komfortmindernd, kann jedoch

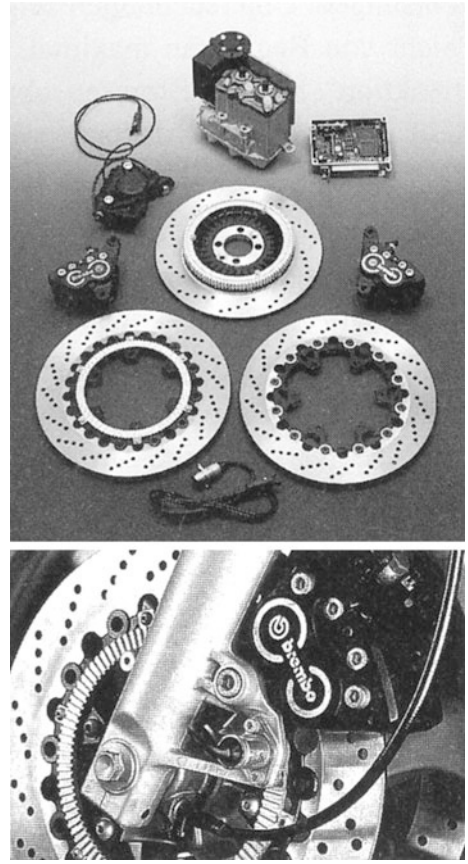


Abb. 11.14 Systemkomponenten des BMW ABS II und Vorderradbremse mit Radsensoren

auch als vorteilhafte Rückmeldung an den Fahrer interpretiert werden. Es wird unabhängig von der Eingewöhnung sicher auch individuell unterschiedlich empfunden.

Hinsichtlich der grundsätzlichen Funktionalität gibt es keine bedeutsamen Unterschiede zwischen den ABS-Systemen. Allerdings weisen die auf dem Markt befindlichen Ventilsysteme meist eine etwas höhere Regelfrequenz gegenüber dem ersten ABS nach dem Plungerprinzip (ABS I) auf. Hervorragend in der Regelgüte wie in der Kürze des Bremsweges war seinerzeit das ABS II (*BMW*) nach dem Plungerprinzip mit integrierter Wegmessung, weil es als einziges System in der Lage war, nahe dem optimalen Kraftschlussbeiwert zu bremsen.

In den übrigen Baukomponenten, wie z. B. Radsensoren, sowie im äußeren Aufbau unterscheiden sich die verschiedenen ABS-Systeme nur unwesentlich. Die Stellglieder und aktiven Elemente (Plunger mit Antrieb, bzw. Hochdruckpumpe) sind bei allen Systemen geschlossen in kompakten Baueinheiten, den so genannten Druckmodulatoren, untergebracht.

Typische Systembauteile, also *Druckmodulator, Sensoren* und *Steuergerät* eines ABS sind in Abb. 11.14 dargestellt. Die übrigen Bremsenbauteile sind auch bei ABS-Anlagen kon-

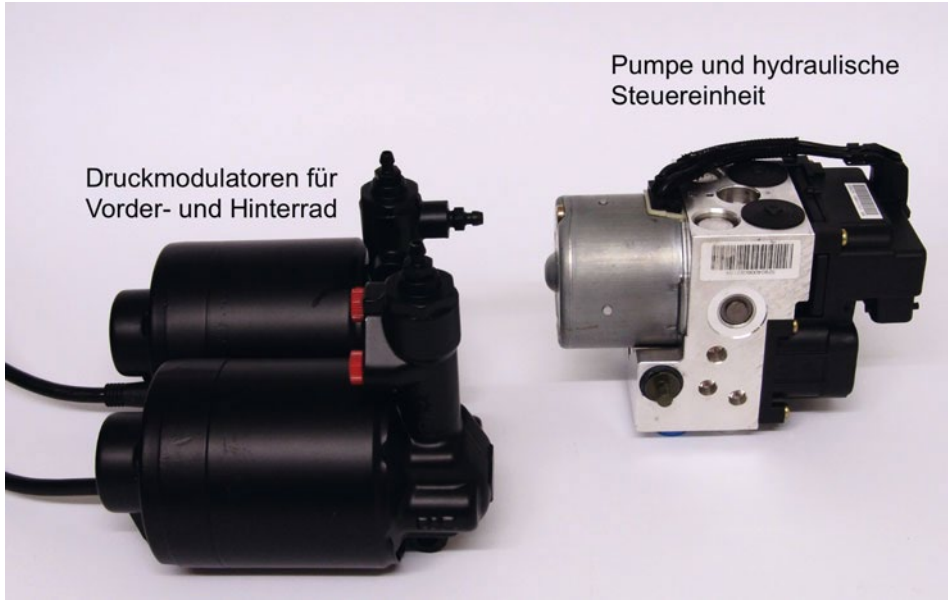


Abb. 11.15 Erstes ABS von BMW mit getrennten Druckmodulatoren für die Räder

ventionell und unterscheiden sich im Prinzip nicht von denen herkömmlicher Bremsen (es gibt allerdings spezielle Anforderungen für die Dichtmanschetten im Hauptbremszylinder, die allerdings von modernen Komponenten in der Regel erfüllt werden).

Das Mehrgewicht aller ABS-Komponenten betrug beim ersten Serien-ABS von BMW noch 11 kg. Alle Komponenten waren noch getrennt ausgeführt mit einzelnen Druckmodulatoren für jedes Rad und einer separaten Pumpen- und Steuereinheit, Abb. 11.15.

Im Laufe der Weiterentwicklung wurden die Einzelkomponenten zu hoch integrierten Bausteinen zusammengefasst, wodurch das Gewicht um mehr als 90 %, reduziert werden konnte. Die leichtesten heute am Markt verfügbaren Systeme wiegen mit allen zugehörigen Bauteilen nur noch rund 1 kg, also nur mehr ein Zehntel des ursprünglichen Gewichts. Diese gesunkenen Systemgewichte dokumentieren eindrucksvoll den technischen Fortschritt, Abb. 11.16.

Abb. 11.17, zeigt ein solches Leichtbau-ABS der neueren Generation (Continental-Teves): es ist eine kompakte Einheit aus Hochdruckpumpe, Druckmodulator (Steuerventile) und Elektronik. Der Entfall von Verbindungs- und Signalleitungen erhöht die Zuverlässigkeit und spart Gewicht.

In der Sicherheitsphilosophie und der Absicherungen gegen Totalausfall gibt es keine grundsätzlichen Unterschiede bei den verschiedenen Systemen. *BMW* gab bei der Einführung des ersten ABS beispielsweise an, dass damals die theoretisch-statistische Ausfallwahrscheinlichkeit des ABS um *mehrere* Größenordnungen geringer war, als ein Reifenplatzer. Während dieser aber bei hohen Geschwindigkeiten fast immer zu einem schweren

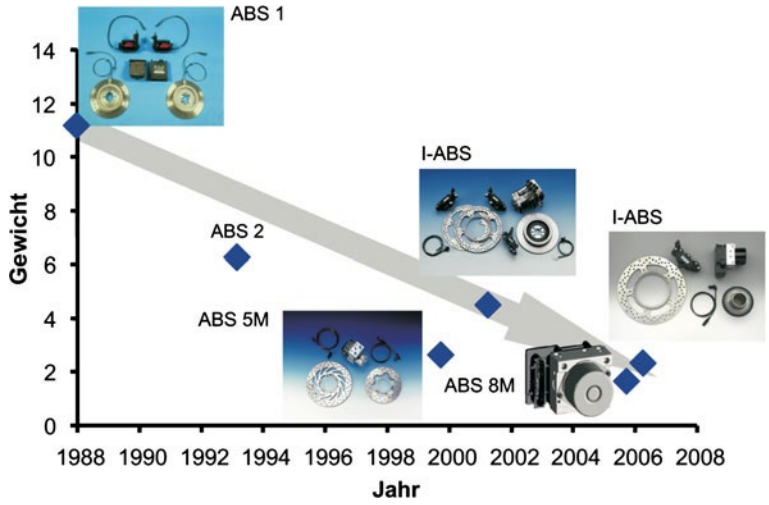
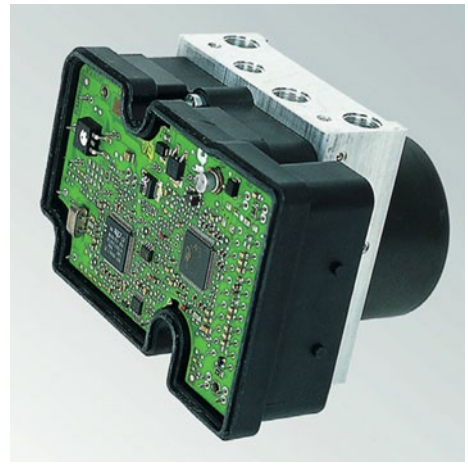


Abb. 11.16 Systemgewichte von ABS-Komponenten (*BMW Motorrad*)

Abb. 11.17 ABS-Einheit Conti-Teves-ABS (*BMW Motorrad*)



Unfall führen würde, bliebe selbst beim Ausfall der ABS-Regelung die hydraulische Funktion einer ungeregelten Bremse uneingeschränkt erhalten. ABS-Systeme (wie natürlich auch die Reifen) wurden in den letzten 20 Jahren erheblich verbessert, so dass die Wahrscheinlichkeit von sicherheitsrelevanten Defekten massiv weiter gesunken ist. Nach wie vor sind alle am Markt erhältlichen Systeme so konzipiert, dass bei einem Ausfall von ABS-Komponenten die mechanisch-hydraulische Grundfunktion der Bremse *immer* erhalten bleibt, es also zu *keinem Bremsenversagen* kommt.

Erreicht wird ein Höchstmaß an Sicherheit durch permanente elektronische Überwachung der Systemfunktionen und Plausibilitätschecks der Signale. Fehlfunktionen

werden dem Fahrer sofort über eine Kontrollleuchte angezeigt. Selbstverständlich werden in die Prüffunktionen auch sämtliche elektrischen Leitungen und Sensoren einbezogen. Auf der Hydraulikseite sind die Systeme so konzipiert, dass nur die Bremsdruck*absenkung* über elektrisch angetriebene Stellglieder erfolgt. Der Druckaufbau erfolgt beim Plungersystem rein mechanisch mittels einer starken Feder, die den Plungerkolben zurückdrückt. Beim ABS II sind die Federn doppelt ausgeführt, und damit ist sogar die Sicherheit gegen Federbruch gegeben. Beim Ventilsystem von *HONDA* sorgt der so genannte Reservekolben, der ebenfalls von einer Feder betätigt wird, für den Druckaufbau, falls das Hydrauliksystem bzw. die Hochdruckpumpe ausfällt und der Innendruck im Modulator zu weit absinkt. Er verschließt zugleich die Abflussleitungen, so dass das System dann wie eine konventionelle Bremse arbeitet.

Nahezu alle Bremssysteme sind so ausgeführt, dass der eigentliche Betätigungsdruck vom Fahrer über den Hand- bzw. Fußbremshebel aufgebracht wird und direkt hydraulisch auf den jeweiligen Radbremskolben wirkt. Im Normalfall, also ohne Regelungsbedarf, funktionieren deshalb die allermeisten ABS-Systeme wie eine konventionelle Bremse. Die Regelung ist lediglich ein aufgeschaltetes System, das nur bei Blockiergefahr eingreift und dann erst den Fahrerwunsch überlagert.

Nun zeigen Untersuchungen, dass bei Notbremsungen aus hoher Geschwindigkeit zu Beginn oft zu zögerlich gebremst wird. Diese „Angstreaktion“ ist beim Bremsen ohne ABS ganz sicher nachvollziehbar, doch wird dadurch wertvoller Bremsweg „verschenkt“. Die verlorene Wegstrecke ist gerade am Anfang der Bremsung wegen der hohen Geschwindigkeit besonders groß und kann im weiteren Verlauf der Bremsung nie wieder kompensiert werden. Um das zu verbessern und hier den Fahrer aktiv zu unterstützen, hat *BMW* in Weiterentwicklung seiner ABS-Systeme im Jahr 2000 als erster Hersteller eine aktive Bremse mit einer elektrischen Bremskraftverstärkung zur Serienreife gebracht. Sie wurde unter der Bezeichnung *BMW Motorrad Integral ABS* vorgestellt. Bei dieser Bremse wurde der Bremsdruck für die Radbremskolben erstmalig von einer separaten, elektrisch angetriebenen Hydraulikpumpe erzeugt. Die mit Hand- bzw. Fußbetätigung erzeugten Drücke wirken lediglich als Steuerdruck. Es war die weltweit erste und seinerzeit einzige Bremse im Motorradbau mit aktiver Bremsdruckerzeugung und integrierter Bremskraftverstärkung. Zusätzlich bietet das System verschiedene Möglichkeiten der Integralbremsung (daher der Name), d. h. einer gemeinsamer und gekoppelter Betätigung von Vorder- und Hinterradbremse mit jeweils nur einem Hebel (Hand- oder Fußhebel) mit optimaler Bremskraftverteilung auf beide Räder. Durch die Bremskraftverteilung war grundsätzlich bereits mit diesem System die Voraussetzung für eine Kurvenbremsung mit ABS-Regelung gegeben, dazu im nächsten Abschnitt mehr. Abb. 11.18 zeigt das grundsätzliche Funktionsschema dieses Bremssystems.

Kernelement des Systems ist der Druckmodulator mit den beiden Steuerkolben und Regelventilen für Vorderrad und Hinterrad (Bildmitte). Die Bremshydraulik hat zwei vollkommen getrennte Kreisläufe, den *Steuerkreis*, der mit Hand- bzw. Fußhebel verbunden ist und den eigentlichen Brems- bzw. *Radkreis*, der den Druckmodulator bzw. den Steuerkolben jeweils mit dem Radbremszylinder zusammenschließt. In diesen Radkreis ist die elektrisch angetriebene Hydraulikpumpe integriert.

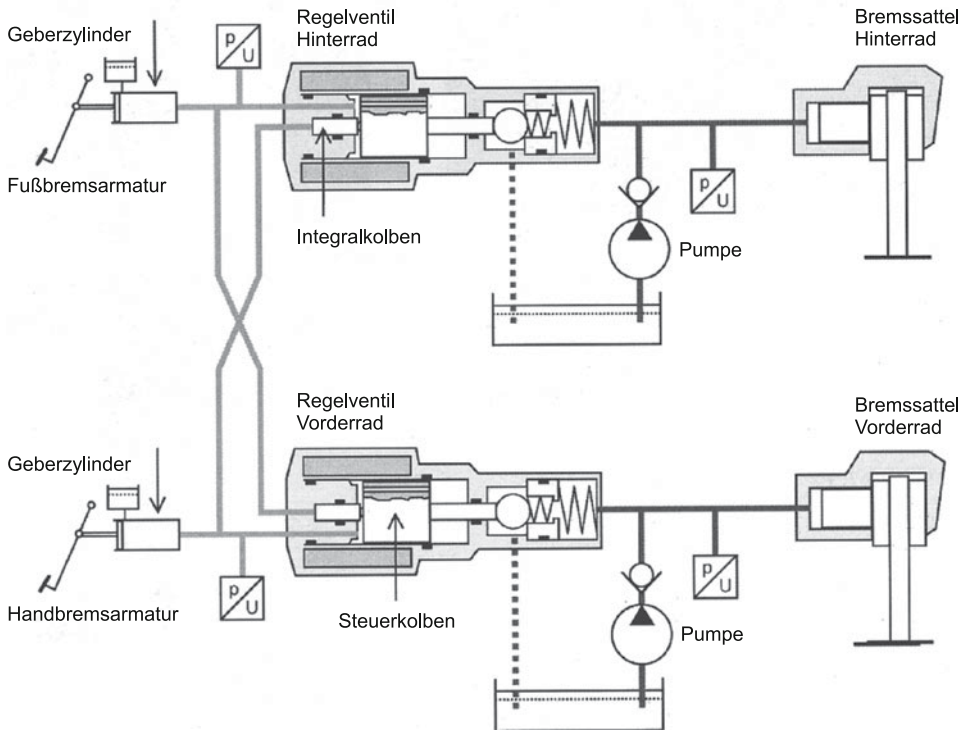


Abb. 11.18 Funktionsschema der aktiven Bremse beim BMW Integral ABS (erste Generation)

Bei einer Betätigung des Hand- bzw. Fußhebel wird die Rückseite des Steuerkolbens über den hydraulischen Steuerkreis mit dem vom Fahrer aufgebrachten Druck beaufschlagt. Dieser Druck repräsentiert die Stärke der vom Fahrer gewünschten Bremsung. Die am Steuerkolben angebrachte Kugel verschließt dadurch den Radkreis. Gleichzeitig läuft die Hydraulikpumpe an und baut im Radkreis den eigentlichen Bremsdruck auf, der auf die Radbremszylinder wirkt *und* über die Kugel zurück auf den Steuerkolben.

Gemäß dem Flächenverhältnis am Steuerkolben (linke Fläche Steuerdruck, rechte Kugelfläche Druck im Radkreis) stellt sich dort ein Kräftegleichgewicht ein, dessen Lage vom Fahrerwunsch (= Steuerdruck) vorgegeben wird. Die Bremskraftverstärkung, d. h. das Verhältnis zwischen Steuerdruck und Bremsdruck wird vom Flächenverhältnis am Steuerkolben bestimmt.

Die ABS-Funktion lässt sich bei diesem System einfach verwirklichen. Der Steuerkolben im Druckmodulator ist von einer stromdurchflossenen Spule umgeben. Diese wirkt wie ein Elektromagnet auf den Steuerkolben. Erkennen die Radsensoren eine drohende Radblockade wird der Spulenstrom aktiviert, und der Steuerkolben wirkt gegen den Bremsdruck im Steuer- kreis. Dadurch wird der Druck im Radkreis entsprechend reduziert, das Rad freigegeben und die Radblockade verhindert. Durch die gegenüber dem ABS II nochmals verringerte Trägheit der Steuerelemente (u. a. Massen- und Bau-

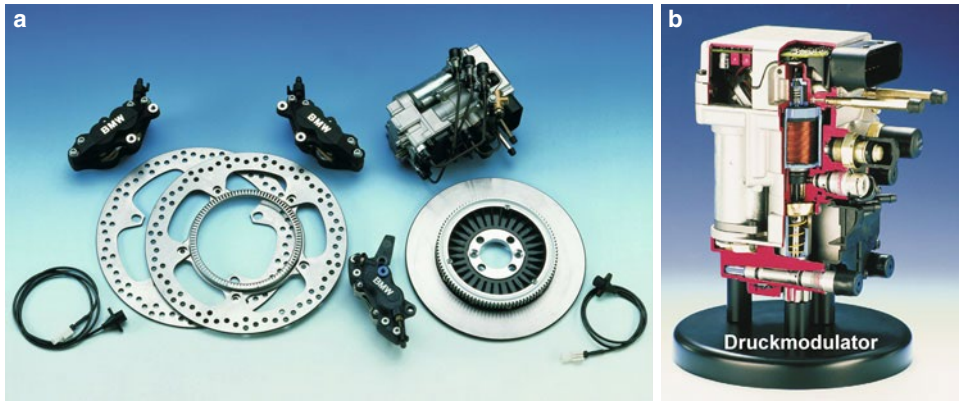


Abb. 11.19 Systemkomponenten des BMW Integral ABS (erste Generation mit Bremskraftverstärker) Druckmodulator, Sensorringe und Radsensoren zusammen wiegen nur noch 4,36 kg (BMW)

teilereduktion) geschieht der Druckabbau und der anschließende Bremsdruckaufbau im Radkreis deutlich schneller als bei den Vorgängersystemen. Das Ergebnis ist eine noch schnellere und genauere Anpassung des Bremsdrucks an die Reibverhältnisse der Straße (bessere Regelgüte).

Durch die vollständige Integration aller Steuerelemente einschließlich der Pumpe und der Elektronik gelang es, das Gewicht des Gesamtsystems um 20 % gegenüber dem ABS II abzusenken. Abb. 11.19 zeigt alle Systemkomponenten dieser Bremse.

Trotz hoher Ausfallsicherheit wurde in das System eine Rückfallebene mit voll hydraulischer Grundbremsfunktion integriert, die selbst bei Totalausfall von Systemkomponenten noch eine Bremsung mit Maximalverzögerung ermöglicht. Die Kugel des Steuerkolbens wirkt dazu auf einen so genannten Restbremskolben. Dieser ist normalerweise vom Druck im Radkreis beaufschlagt und bewegt sich deshalb nicht. Wenn die Hydraulikpumpe jedoch keinen Druck aufbaut, kann der Steuerdruck über die Kugel direkt auf den Restbremskolben wirken, diesen verschieben und damit den Druck an den Radbremskolben weiterleiten. Eine konventionelle hydraulische Bremsenfunktion ist mit dieser Konzeption unter allen Umständen gewährleistet Allerdings steigen die Betätigungskraft und der Weg am Hand- bzw. Fußbremshebel signifikant und in ungewohnter Weise an.

Wie eingangs erwähnt ist das Gesamtsystem so ausgelegt, dass verschiedene Koppelungen beider Radbremsen mit der Hand- und Fußbremsbetätigung grundsätzlich möglich sind (Teil- und Voll-Integralbremse). Bei allen Motorrädern, die mit diesem System ausgerüstet sind, werden beim Betätigen des Handbremshebels immer *beide* Bremsen, also Vorderrad- und Hinterradbremse *gemeinsam* betätigt. Bei der alleinigen Betätigung des Fußbremshebels wird bei den sportlich orientierten Modellen jeweils nur die Hinterradbremse aktiviert (Teilintegral-Bremse). Damit wird ein Fahrstil mit unabhängiger Bremsung am Hinterrad weiterhin möglich.

Bei der Vollintegralversion für die Tourenmotorräder werden, unabhängig ob der Fuß- oder Handbremshebel betätigt wird, *immer beide* Bremsen aktiviert.

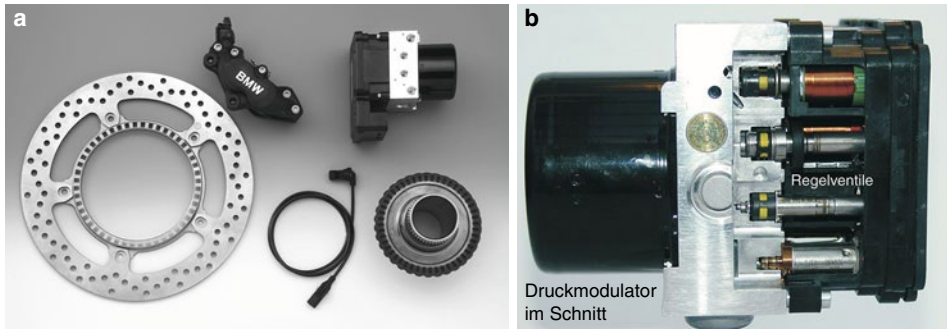


Abb. 11.20 Systemkomponenten der Generation des BMW Integral ABS von 2006

Trotz aller Prinzip bedingter und unbestreitbarer Vorteile, geriet dieses komplexe System nach einiger Zeit in die Kritik. Das Sicherheitskonzept sah eine Vielzahl von permanenten Plausibilitätsprüfungen im System mit niedrigen Abschaltschwellen vor. Schon bei geringen Abweichungen vom Sollzustand wurde auf die hydraulische Grundbremsfunktion umgeschaltet. Was zur Erhöhung der Sicherheit vorgesehen war, führte in der Praxis bei Kunden fallweise zu unerwarteten Irritationen. Die beim Rückfall in die Grundbremsfunktion systembedingten erhöhten Betätigungskräfte wurden als zu groß empfunden. Zwar konnte bis an die Grenze zum Blockieren gebremst werden und die Betätigungskräfte ohne Bremskraftverstärkung bewegten sich auf den Niveau konventioneller Bremsen früherer Jahre. Aber die Gewöhnung an die komfortabel geringen Bremskräfte mit Verstärkung führte doch zu Akzeptanzproblemen der deutlich höheren Kräfte auf der Rückfallebene.

Im Sommer 2006 kam von *BMW* eine völlig neue Generation des Integral ABS auf den Markt, die auf Basis des Ventilsystems arbeitet. Neuere Entwicklungen bei den Regelventilen und der Steuerung erlauben mittlerweile mit dieser Technologie eine sehr komfortable Regelung und einen sehr schnellen Bremsdruckaufbau, so dass auf eine elektrische Bremskraftverstärkung wieder verzichtet werden konnte. Durch den Entfall entsprechender Komponenten konnte weiteres Gewicht eingespart werden. In Abb. 11.20 sind die Systemkomponenten dargestellt.

Der Druckmodulator wiegt bei diesem System nur noch 2,3 kg. Abb. 11.21 zeigt das hydraulische Schaltschema.

Das Funktionsprinzip dieses Integral ABS ist vergleichsweise einfach. Der vom Fahrer über die Bremshebel und Hauptbremskolben manuell erzeugte Bremsdruck wird über ein geöffnetes Ventil (Einlassventil) unmittelbar auf die entsprechende Radbremse übertragen. Erkennen die Radsensoren und die Elektronik eine Blockierneigung des Rades, wird das Einlassventil geschlossen und ein parallel in den Radbremskreis geschaltetes Auslassventil kurzzeitig geöffnet. Über dieses fließt Bremsflüssigkeit in ein Reservoir (Niederdruckspeicher) wodurch sich der Bremsdruck an der Radbremse sehr rasch abbaut. Zeitgleich mit der Schaltung der Ventile wird eine elektrisch angetriebene Hydraulikpumpe angesteuert, die die abfließende Bremsflüssigkeit aus dem Radbremskreis in den Steuerkreis zurückfördert und so für einen Volumenausgleich im jeweiligen Bremskreis sorgt. Sobald das Rad wieder

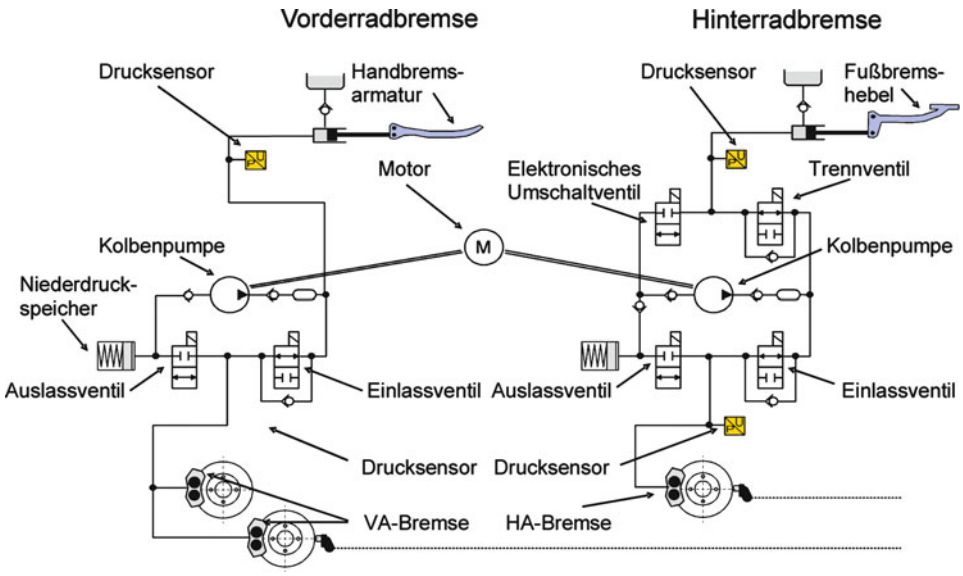


Abb. 11.21 Hydraulisches Schaltschema Generation des BMW Integral ABS ab 2006

frei dreht, schließt das Auslassventil, das Einlassventil wird geöffnet und stellt die hydraulische Verbindung zum Bremshebel und Hauptbremskolben wieder her. Der vom Fahrer über den Bremshebel erzeugte Bremsdruck erhöht nun wieder den hydraulischen Druck in den Bremssätteln. Durch eine entsprechende Taktung der Ventile wird der Bremsdruck moduliert und so die Radverzögerung den herrschen- den Reibwerten und Fahrbahnverhältnissen angepasst. Bei dem dargestellten BMW-System kommen auf der Einlassseite moderne Hydraulikventile mit veränderlichen Querschnitten zum Einsatz. Über eine entsprechende Ansteuerung erlauben sie eine kontinuierliche Steuerung des Volumenstroms beim Druckaufbau für das Rad, so dass quasi eine „Analogisierung“ der Drucksteuerung für die Bremse erreicht wird. Das bedeutet einen erheblichen Gewinn an Regelungsqualität gegenüber den früher gebräuchlichen Ventilsystemen mit festen Öffnungsquerschnitten und ihrer „Schwarz-weiß-Charakteristik“ beim Öffnen und Schließen.

In das System sind zusätzliche Drucksensoren integriert. Die Kenntnis der Systemdrücke in Verbindung mit einer Auswertung vorangegangener Zyklen erlaubt bei der Regelung eine gezielte Ansteuerung des Bremsdrucks auf den jeweils notwendigen Wert. Dieses reduziert die Zahl und die Intensität der Regelungseingriffe während einer ABS-Bremsung. Nach den ersten Regelungszyklen ist – solange keine Reibwertsprünge auftreten – dann nur noch eine Feinanpassung des Bremsdrucks notwendig. Das Resultat ist eine komfortable Bremsung mit optimaler Verzögerung ideal nahe an der jeweiligen Haftgrenze. Durch die vergleichsweise kleine Modulation des Bremsdrucks bleiben auch die Radlastschwankungen und damit die Fahrzeugbewegungen gering.

Auch das neue System hat eine Teilintegralfunktion, d. h. bei Betätigung des Handbremshebels für die Vorderradbremse wird automatisch die Hinterradbremse aktiviert. Der Bremsdruck für den Hinterradkreis wird mittels einer elektronisch gesteuerten Hydraulikpumpe erzeugt. Angesteuert wird diese Pumpe von den Drucksensoren. Passend zum Vorderrad-Bremsdruck wird nach der im Steuergerät abgelegten Bremskraftverteilung automatisch der zugeordnete Druck für die Hinterradbremse aufgebaut und somit das Hinterrad bei jeder Bremsung des Vorderrades mit idealer Verzögerung abgebremst (Teil-Integralfunktion).

Der Vorteil einer Teilintegralbremse wird häufig unterschätzt. Bei „Normalbremsungen" unterhalb der maximalen Bremsverzögerungen, also bei der im Alltag am häufigsten vorkommenden Situation, kann das Hinterrad erhebliche Bremsleistung übertragen. Da die Seitenführungskraft am Reifen mit zunehmender Bremskraft abnimmt, erhöht die bessere Verteilung der Bremskraft auf beide Räder die Sicherheitsreserven und die Reserven für die Seitenführungskraft bzw. die Querstabilität. Dieser Vorteil kommt besonders bei den meist aufgezwungenen Bremsmanövern in Kurven zum Tragen, bei der die Verkehrssituation die notwendige Verzögerung bestimmt und ist eine der wesentlichen Voraussetzung für ein kurventaugliches ABS (siehe dazu Abschn. 11.4, Abb. 11.31). Bremst der Fahrer hier nur mit einer Bremse, muss das entsprechende Rad (in der Regel das Vorderrad) die gesamte Bremskraft übertragen, entsprechend wenig Seitenführung kann der Reifen aufbauen. Das Integralsystem verteilt die Bremskraft in idealer Weise auf beide Räder, so dass höhere Seitenführungskräfte an den Rädern zur Verfügung stehen (Kamm´scher Kreis). Innerhalb der physikalischen Grenzen sind somit höhere Sicherheitsreserven verfügbar und maximale Stabilität beim Bremsen gewährleistet.

Neben der reinen ABS-Funktion ist heute in nahezu allen derartigen Bremssystemen auch eine Erkennung für ein Abheben des Hinterrades bei Vollbremsungen integriert. Damit kann innerhalb gewisser Grenzen einem Überschlag nach vorne bei sehr heftigen Bremsmanövern gegengesteuert werden, Abb. 11.22.

Grundsätzlich ist ein solcher Überschlag bei leistungsfähigen Bremsen, sehr griffigem Asphalt und guten Reifen bei nahezu allen Motorrädern möglich. Entscheidender Punkt ist die Fahrzeuggeometrie und Massenverteilung. Ein hoher Schwerpunkt in Verbindung mit kurzem Radstand begünstigt einen Überschlag, während es bei langgestreckten Choppern, bei denen der Fahrer sehr tief ins Fahrzeug eingebettet ist, kaum zu einem Überschlag kommen kann. Bei Motorrädern mit ABS, die ja „problemfreies" Bremsen versprechen, ist eine Schutzfunktion vor einem Überschlag notwendiger Bestandteil des Gesamtsystems.

Natürlich wäre eine direkte Messung eines abhebenden Hinterrads wünschenswert, doch die entsprechende Sensorik am Hinterrad wäre sehr aufwändig. Für eine Auswertung der Fahrzeuglage könnte man gyroskopische Sensoren verwenden, über die aber nur wenige Motorräder verfügen. Deshalb erfolgt die Erkennung dieses Fahrzustandes indirekt über einen Vergleich der Drehzahlen beider Räder in Zusammenhang mit der Messung von Bremsdrücken im System. Anhand von Plausibilitätsvergleichen kann rechtzeitig, bevor



Abb. 11.22 Vollbremsung mit abhebendem Hinterrad (BMW)

der Fahrzustand kritisch wird, auf ein Hinterradabheben geschlossen werden. Wenn beispielsweise das Hinterrad stillsteht bzw. langsamer als das Vorderrad dreht, gleichzeitig aber im Vorderrad-Bremskreis ein hoher Druck anliegt, ist das ein Indikator für ein Abheben des Hinterrades.

Die reale Erkennungsmethodik ist etwas komplexer, das Beispiel beschreibt lediglich das Erkennungsprinzip. Signalisiert die Erkennung, dass das Hinterrad abhebt, wird über eine Rücknahme des Bremsdrucks im Vorderradkreis gegengesteuert.

Abb. 11.23 zeigt verschiedene Bremsversuche mit ABS auf Testgeländen. Wenn man genau hinsieht, erkennt man im rechten Bild, die große Vorverlagerung des Beifahrers beim plötzlichen Bremsen. Der Passagier kann sich gegen die Kräfte nur über den Fahrer abstützen. Damit erhöhen sich beispielsweise die Kräfte, die der Lenker aufnehmen muss, enorm, was bei seiner Dimensionierung berücksichtigt werden muss.

Nach der ausführlichen Betrachtung der BMW Systeme soll abschließend noch auf das technisch interessante *Combined Sport ABS* von *HONDA* näher eingegangen werden. Das System wurde 2008 erstmals vorgestellt und ist seit 2010 in den großvolumigen *HONDA* Modellen verbaut, *HONDA* verbindet hier seine bereits zuvor in vielen Modellen eingesetzte Koppelung der Bremskreise von Vorder- und Hinterrad mit einem ABS. Dabei wird ein radikaler Bruch mit der bisher üblichen Technologie vollzogen. Es ist ein System, das gewissermaßen zweistufig arbeitet. Bei niedrigem Bremsdruck arbeitet die Bremse zunächst konventionell, d. h. der von den jeweiligen Hauptbremszylindern an den Bremshebeln per Hand- bzw. Fußkraft erzeugte hydraulische Bremsdruck gelangt



Abb. 11.23 Bremsversuche mit ABS auf Testgeländen (vgl. auch Abb. 11.3) (BMW)

direkt an die Bremssättel. Wird stärker gebremst, aktiviert eine Elektronik einen komplexen, zusätzlichen Hydraulikkreislauf und übernimmt dabei komplett die Steuerung der Bremsung.

Jetzt bringt nicht mehr der Fahrer selbst den hydraulischen Druck für die Bremsung auf, sondern er gibt diesen nur noch vor. Erzeugt wird der Druck zur Beaufschlagung der Bremskolben durch elektrisch angetriebene Hydraulikpumpen. Der Fahrer betätigt damit die Bremsen nur noch indirekt. Er bestimmt durch die Betätigungskraft an Hand- und Fußbremshebel die Stärke der Bremsung, die Steuerelektronik interpretiert diese Vorgabe durch eine Messung des Drucks und setzt sie in hydraulische Bremsbetätigung um *(„brake-by-wire“)*. Die an Hand- und Fußbremshebel angeschlossenen Hydraulikkreise sind im Normalzustand mittels Ventilen von den Bremssätteln abgekoppelt. Die Signale der Drucksensoren in diesen Kreisen werden von der Elektronikeinheit verarbeitet und diese steuert entsprechend die Hydraulikpumpen zur Druckerzeugung an. Dieser Druck beaufschlagt

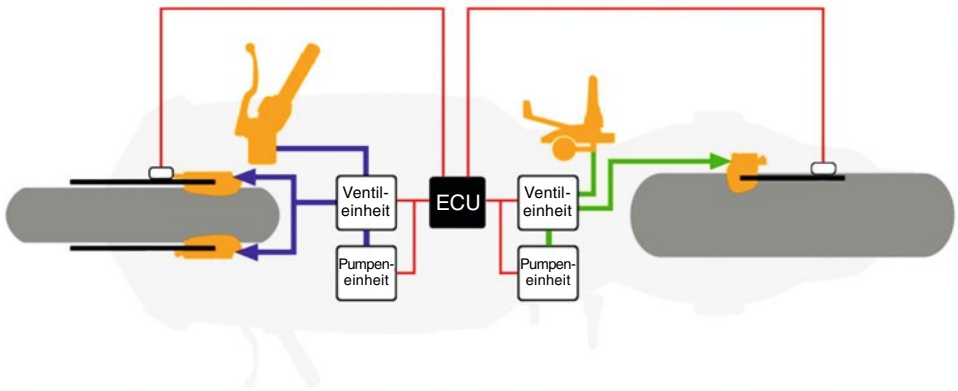


Abb. 11.24 Wirkprinzip des Combined Sports ABS von *HONDA*

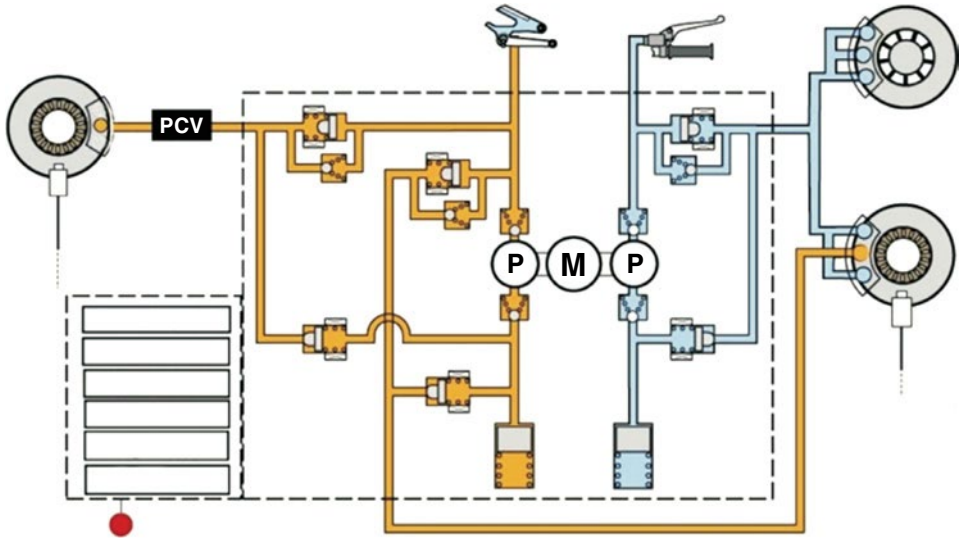


Abb. 11.25 Hydraulikschema des Combined Sports ABS von *HONDA*

schließlich die Radbremssättel. Abb. 11.24 zeigt vereinfacht das Grundprinzip, das hydraulische Schema ist in Abb. 11.25 dargestellt.

Das Bremssystem hat getrennt ausgeführte Hydraulikkreise für Vorder- und Hinterradbremse, die aber – gesteuert von der Elektronikeinheit – miteinander gekoppelt werden können. Damit wird eine Kombi-Bremse realisiert, mit der bei Betätigung der Vorderradbremse das Hinterrad mitgebremst wird. Umgekehrt wird, je nach Stärke der Bremsung und Fahrzustand fallweise mit der Hinterradbremse auch ein Bremskolben des vorderen Bremssattels aktiviert.

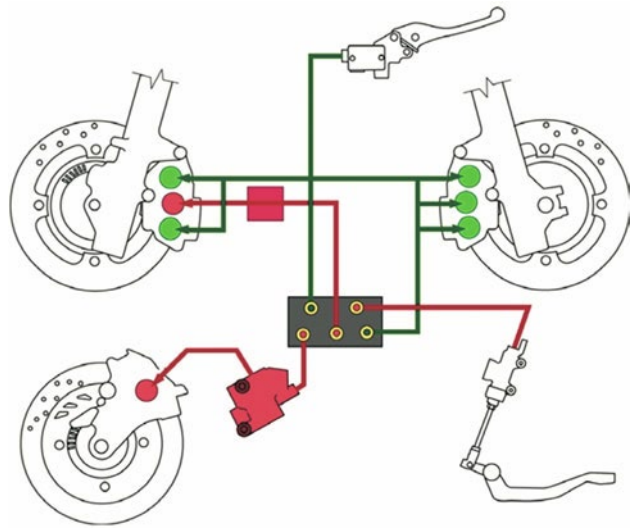


Abb. 11.26 Beaufschlagung der Bremskolben beim *HONDA* Combined Sports ABS

Abb. 11.26 illustriert die genaue Beaufschlagung der Bremskolben. Bei Betätigung des Handbremshebels wird der Bremsdruck an fünf der sechs Kolben der vorderen Doppelscheibenbremse (2 × 3 Kolben) geleitet (grüne gekennzeichneter Bremskreis). Die Steuerelektronik gibt zugleich in festgelegtem Umfang Bremsdruck an die Hinterradbremse.

Wird der Fußbremshebel betätigt, bremst zunächst allein das Hinterrad (roter Bremskreis), der Druckaufbau für den einen Kolben in der Vorderradbremse wird durch ein Ventil verzögert. Droht eine Radblockade, senkt die elektronische Steuerung den Bremsdruck im hinteren Radkreis und moduliert ihn entsprechend den Fahrbahnverhältnissen. Zugleich wird jetzt der mittlere Kolben im linken Bremssattel der Vorderradbremse mit Druck versorgt.

Diese gezielte jeweilige Ansteuerung von Vorder- und Hinterradbremse verfolgt den Zweck, mehr Stabilität in den Bremsvorgang zu bringen, gerade auch bei einsetzender Schlupfregelung. Besonders Nickbewegungen des Fahrzeugs sollen bei der Bremsung minimiert werden. Die Druckmodulation in den Radkreisen während einer ABS-Regelung erfolgt über entsprechendes Öffnen und Schließen der Ventile in der Hydraulik im Zusammenspiel mit den Pumpen. Das grundsätzliche Funktionsprinzip folgt dem bekannter ventilgesteuerter Systeme, einen detaillierten Schaltplan zeigt Abb. 11.27.

Test in Fachzeitschriften bescheinigen diesem *HONDA* Sport ABS ein exzellentes Bremsverhalten mit sehr guten Verzögerungswerten. Negativ zu Buche schlägt lediglich das ungewöhnliche hohe Systemgewicht von insgesamt rund 10 kg, was in Supersportsegment fast 5 % des Fahrzeug-Leergewichts entspricht. Die Komplexität, Abb. 11.28, fordert hier seinen Tribut. Hier schneiden neu entwickelte, konkurrierende Systeme, die ebenfalls im Supersportsegment eingesetzt werden, deutlich besser ab (Race ABS von *BMW* mit 2,5 kg).

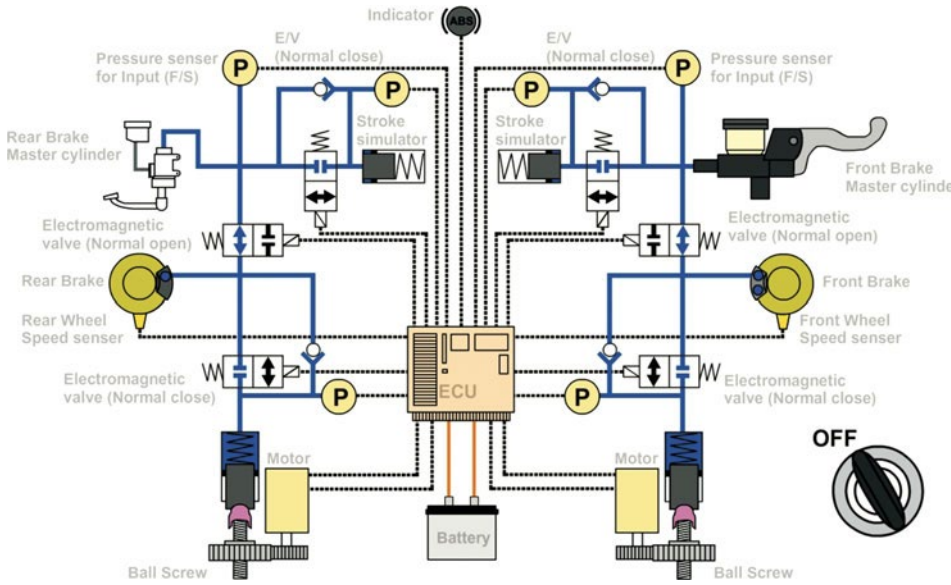


Abb. 11.27 Hydraulikschaltung des *HONDA* Combined Sports ABS

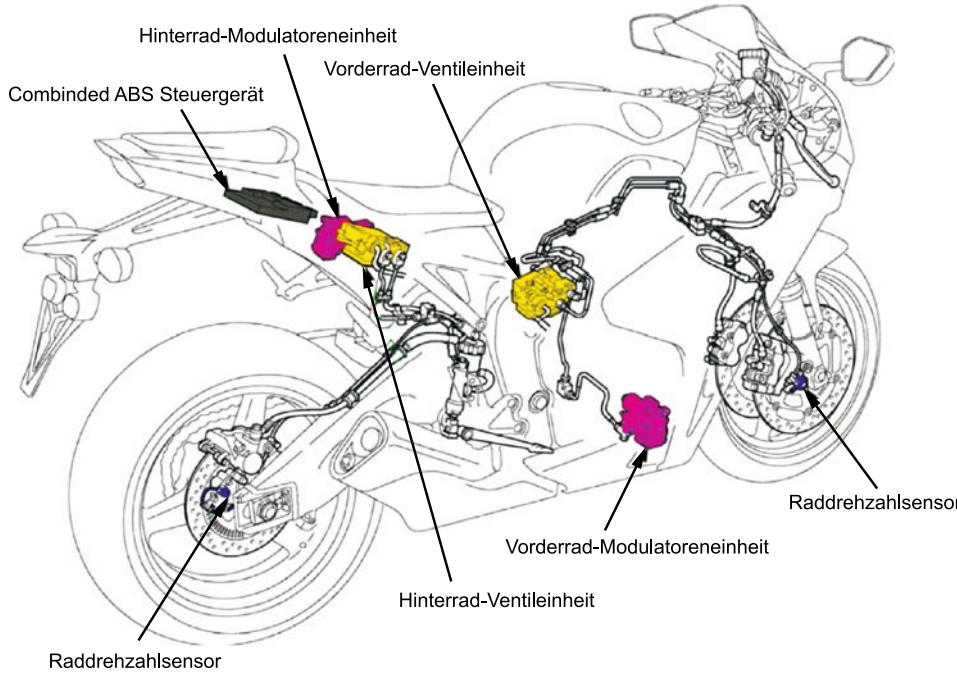


Abb. 11.28 *HONDA* Combined Sports ABS – Gesamtsystem im Fahrzeug

11.4 Kurvenbremsung und kurventaugliches ABS

Entgegen einer immer noch verbreiteten Meinung sind auch bei der Kurvenfahrt des Motorrades hohe Bremsverzögerungen physikalisch möglich. *Weidele* gibt in [11.4] aufgrund einer Berechnung an, dass bei Einleitung einer Bremsung mit nahezu Kurvengrenzgeschwindigkeit die theoretische Bremswegverlängerung nur 60 % beträgt (bezogen auf eine optimale und maximale Bremsung bei Geradeausfahrt). Wird die Kurve, wie von der Mehrzahl der Fahrer üblich, lediglich mit 75 % der möglichen Maximalgeschwindigkeit durchfahren (was subjektiv aber als sehr schnell empfunden wird!), beträgt die Bremswegverlängerung nur 5–6 %! Den Grund kann man aus dem Kamm'schen Kreis, (Abb. 11.4) ablesen, der zeigt, dass auch bei mittleren und sogar bei höheren Seitenkräften (= hohen Kurvengeschwindigkeiten) noch ein relativ hoher Betrag für die Umfangskraft und damit für die Bremsung übrig bleibt. Die abnehmende Geschwindigkeit erlaubt dann eine rasche Steigerung der Bremsverzögerung während der Bremsdauer, so dass die Unterschiede zur Geradeausbremsung letztlich relativ klein werden. Diese Berechnungsergebnisse und theoretischen Überlegungen werden durch Versuche bestätigt. Einschränkungen ergeben sich für Bremsmanöver in der Kurve unter anderem durch die sich einstellenden Fahrwerksreaktionen, auf die im folgenden Abschnitt eingegangen werden soll. Selbstversuche in dieser Hinsicht sollten nur mit entsprechender

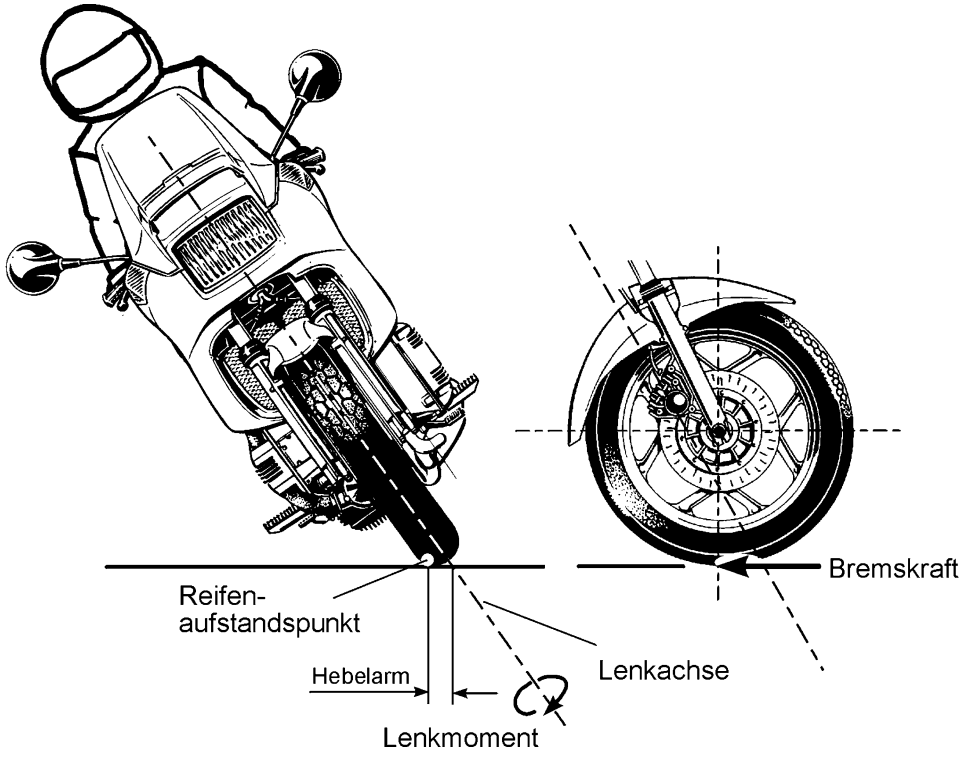


Abb. 11.29 Lenkmoment bei der Kurvenbremsung

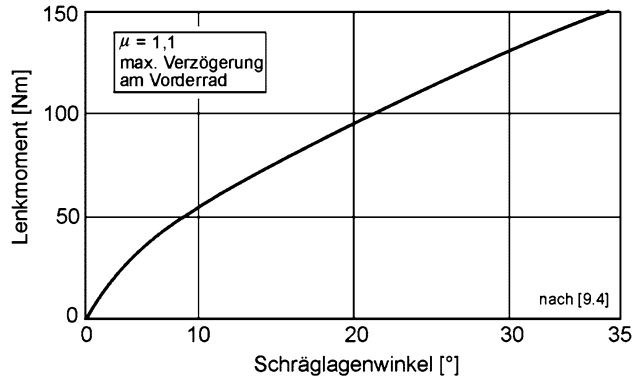


Abb. 11.30 Rechnerisches Lenkmoment aus der Bremsung als Funktion der Schräglage

Vorsicht unternommen werden; dennoch wird man überrascht sein, welche Bremsleistungen bei konzentrierter Kurvenfahrt noch relativ ungefährlich verwirklicht werden können.

Die Fahrwerksreaktionen werden durch verschiedene Kraftwirkungen bei der Bremsung verursacht. Ein Hauptfaktor ist das Lenkmoment am Vorderrad, das sich aufgrund des außermittigen Angriffs der Bremskraft bei Kurvenfahrt einstellt. Abb. 11.29 zeigt, wie bei Schräglage der Radaufstandspunkt zur Kurveninnenseite wandert und aus der Bremskraft ein Moment um die Lenkachse entsteht. Dieses versucht, das Rad nach innen einzuschlagen, woraus gemäß der Kreiselgesetzmäßigkeiten (vgl. Kap. 10) ein *Aufrichten* des Motorrades folgt, so dass das Motorrad vom eingeschlagenen Radius der Kurve abweicht und zum Kurvenaußenrand drängt. Eine weitere Aufrichtkraft resultiert aus der Schwerpunktverlagerung zur Kurveninnenseite und der dort angreifenden Massenträgheitskraft. Zusammen mit der Abstützung der Bremskraft im Reifenaufstandspunkt ergibt sich eine zusätzliche Kraftkomponente, die das Motorrad aufrichten will. Bei einer kontinuierlichen Bremsung lässt sich diesem Aufrichten durch entsprechendes Gegensteuern des Fahrers mit Zug am Lenker noch gut entgegenwirken. Schwieriger wird es bei einer *plötzlich* notwendigen, starken Bremsung, die vom Fahrer eine schnelle Gegenreaktion mit beträchtlichem Kraftaufwand am Lenker erfordert. Selbst konzentrierten, vorbereiteten Fahrern kann dieses Schwierigkeiten bereiten. Diese werden verstärkt, weil das ruckartig auftretende Bremsmoment eine zusätzliche Lenkunruhe ins Fahrzeug einleitet und ein Instabilitätsgefühl hervorruft. Abb. 11.30 zeigt als Resultat einer *rechnerischen* Untersuchung den theoretischen Lenkmomentenverlauf über der Querbeschleunigung (= Schräglage) bei maximaler Vorderradverzögerung (Reifenhaftgrenze), [11.4]. Auch wenn die Werte aus einer mathematischen Grenzwertbetrachtung stammen (wegen der notwendigen Seitenführungskraft können in der Realität nur geringere Bremsverzögerungen aufgebracht werden) und im realisierbaren Fahrbetrieb deutlich kleiner ausfallen, wird klar, dass derart hohe Lenkmomente problematisch sind. Wenn die im Regelbereich bei einem konventionellen ABS notwendige Modulation des Bremsdrucks wie bei Geradeausfahrt mit steilem Gradienten und hoher Frequenz stattfände, würde das auch eine entsprechend schnelle Änderung des Lenkmoments nach sich ziehen. Die resultierenden Fahrwerksreaktionen und -unruhen wären vom Fahrer kaum zu kontrollieren und zu beherrschen. Herkömmliche

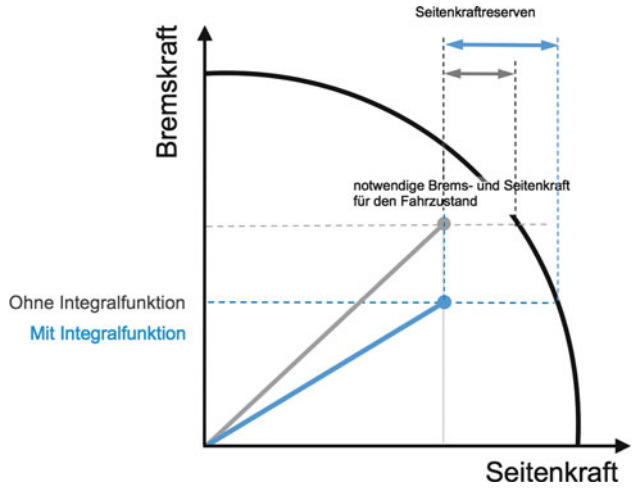


Abb. 11.31 Erhöhung der Seitenkraftreserven durch Verteilung der Bremskräfte

ABS-Systeme sind daher für eine Kurvenbremsung nicht oder nur sehr eingeschränkt brauchbar, was auch von allen Herstellern immer sehr deutlich betont wurde.

Aus diesen Zusammenhängen lässt sich also bereits leicht ableiten, dass ein ABS für eine sichere Kurvenbremsung eine schräglagen- bzw. querbeschleunigungsabhängige Gradientenbegrenzung aufweisen muss und die Regeleingriffe modifiziert werden müssen („sanftere" Regelung), um unter anderem das Lenkmoment und damit die Fahrwerksreaktionen auf ein beherrschbares Maß zu begrenzen[1]. Die Fahrwerksreaktionen lassen sich zudem durch eine neutrale Auslegung der Fahrwerksgeometrie minimieren, siehe dazu Abschn. 10.2.3. Die zweite Forderung an die Kurventauglichkeit ist eine optimale Verteilung der Bremskräfte auf beide Räder durch eine Integralbremsfunktion, um das Vorderrad von der Bremskraftübertragung zu entlasten und mehr Reserven für seine Seitenführung zu gewinnen, wie in Abb. 11.31 zu erkennen ist.

Für einen angenommenen Fahrzustand mit Bremsung ergibt sich die im Bild mit *grauen* Linien eingezeichnete Kombination aus notwendiger Seitenkraft und geforderter Bremskraft. Sowohl für die Brems- als auch für die Seitenkraft sind noch Reserven vorhanden, jeweils ersichtlich durch die Abstände bis zur Grenzlinie des Kamm´schen Kreises. Wird die Vorderradbremse nun durch Verlagerung eines Teils der Bremskraft auf das Hinterrad entlastet, so ergibt sich die *blau* gezeichnete Kombination: bei gleichbleibendem Seitenkraftbedarf sinkt die Bremskraft vorn, dadurch erhöhen sich die Seitenkraftreserven.

Diese könnten für mehr Schräglage genutzt werden (Ausweichmanöver); interessanter und wichtiger sind diese Reserven jedoch für den Fall einer notwendigen ABS-Bremsen-

[1] Meinem Kollegen Hans-Albert Wagner bei BMW Motorrad danke ich an dieser Stelle ganz herzlich für seine fachlichen Beiträge und Hinweise für dieses Kapitel. Hans-Albert Wagner verantwortet seit vielen Jahren u. a. das Fachgebiet Bremsenregelung und leitet die entsprechende Fachstelle bei BMW Motorrad. Er ist u. a. Mitautor des Bremsenhandbuchs (Verlag Springer/Vieweg) und der Fachwelt durch zahlreiche Veröffentlichungen und Vorträge zum Thema Motorrad ABS bekannt.

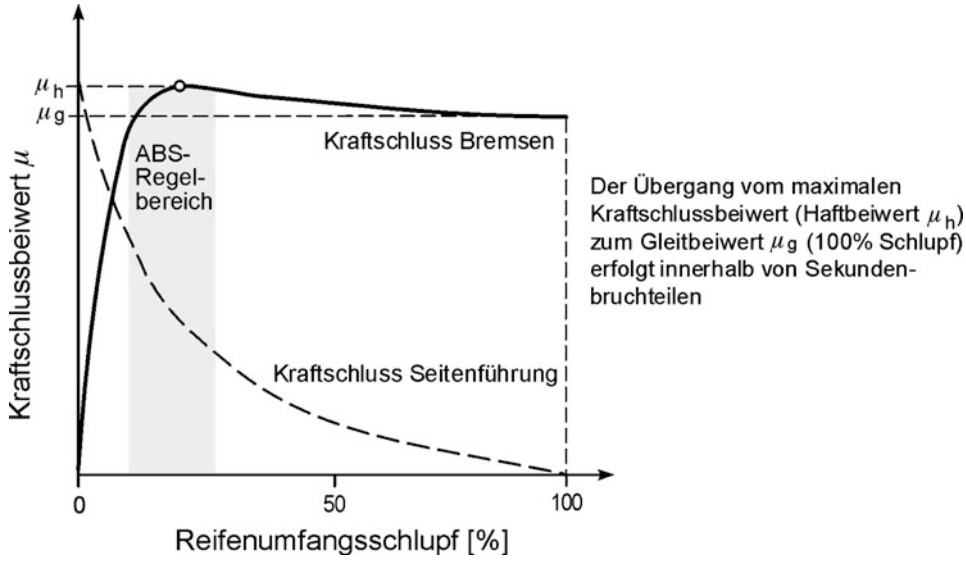


Abb. 11.32 Zusammenhänge zwischen Kraftschluss und ABS-Regelung

regelung in der Schräglage. Dazu müssen die Kraftschluss-Schlupfkurven mit betrachtet werden, Abb. 11.32.

Wie man sieht, fällt der Kraftschluss der Seitenführung mit zunehmendem Schlupf kontinuierlich und steil ab, die Werte sind aber im Bereich der ABS-Regelung für die Geradeausfahrt völlig ausreichend. Würde man diese Regelung mit relativ späten Regeleingriffen nach dem Reibwertmaximum auch in Schräglage anwenden, käme man zu weit in den abfallen Ast der Seitenführung. Dann würden die übrig bleibenden Werte für die Seitenführung zu klein für die Schräglage und es käme zum Sturz (seitliches Ausbrechen und Wegrutschen der Räder). Genau hier setzt der Vorteil der Integralbremse mit optimaler Verteilung der Bremskräfte auf Vorder- und Hinterrad ein. Durch die in Abb. 11.31 gezeigte Bremskraftentlastung am Vorderrad, wird Seitenführungskraft „gewonnen“, so dass der geringe Kraftschluss im Regelungsbereich noch ausreicht. Selbstverständlich darf nur so viel Bremskraft ans Hinterrad geleitet werden, dass dort auch noch genügend Seitenkraftreserven übrig bleiben. Denn bei Schräglage bedarf das Hinterrad zwingend einer Seitenkraftstabilisierung, in Schräglage ist Motorrad mit einem „führungslosen“ seitlich wegrutschenden Hinterrad nicht beherrschbar.

Eine Koppelung von Vorderrad- und Hinterradbremse (Integralbremse) mit einer für jeden Fahrzustand optimalen Bremskraftverteilung bot bereits das im Jahr 2000 vorgestellte erste *Integral ABS* von BMW Motorrad (Hersteller Fa. FTE). Aufgrund seiner Systemarchitektur zeichnete es sich durch eine hohe Regelgüte aus. Obwohl damit nicht geworben wurde, könnte es wegen seiner Regeleigenschaften durchaus als das *erste kurventaugliche* Motorrad ABS bezeichnet werden. Allerdings hatte das System noch keine Schräglagenerkennung. Unabhängige Testfahrer bestätigen aber, dass bereits mit diesem System ein sicheres Bremsen in Schräglage auch mit Regeleingriffen möglich ist.

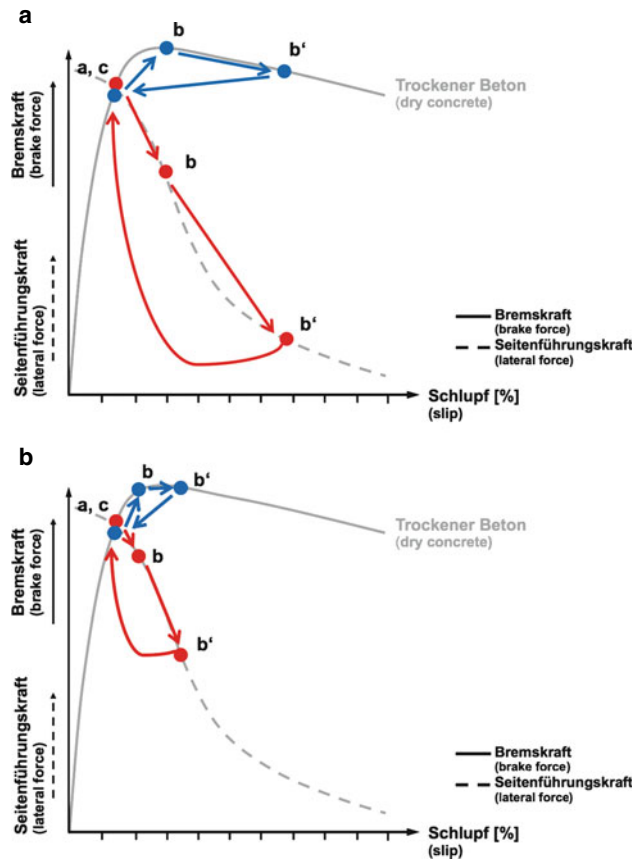


Abb. 11.33 Unterschiedliche Regelstrategien bei Geradeaus- und Kurvenfahrt

Ein „Kurven-ABS“ mit Schräglagensensor und damit deutlich erweiterten Anpassungsmöglichkeiten für die Regelung wurde von *BOSCH* (Bosch MSC auf Basis ABS 9M) im Jahr 2013 vorgestellt. In seiner grundsätzlichen Arbeitsweise folgt es ansonsten genau den vorstehend aufgeführten Ansätzen und Grundlagen. Es erfasst über einen gyroskopischen Sensor die Schräglage sowie mit weiteren Beschleunigungssensoren für alle Achsrichtungen mit bis zu 100 Hz alle relevanten Fahrzeugbewegungen. Auf dieser Basis verteilt es den Bremsdruck für jeden Fahrzustand optimal auf beide Räder und modifiziert für die Bremsdruckregelung den *Eingriffszeitpunkt*, die *Gradienten* und weitere Parameter. Der Vorteil der Schräglagenerfassung ist, dass die Regeleingriffe nun *gezielt* abhängig vom Schräglagenwinkel modifiziert werden können, was den Bremsweg in Kurven weiter verringert und die Sicherheit erhöht. Dieses System wurde zuerst von KTM und kurze Zeit später von BMW Motorrad als *ABS Pro* (Ersteinsatz in der S1000RR) in Serienfahrzeugen verwendet.

Auf die notwendigen unterschiedlichen Regelstrategien beim Kurven-ABS im Vergleich zur Geradeausfahrt wurde vorstehend bereits hingewiesen. Sie sollen anhand von Abb. 11.33 mit ihrem Wirkprinzip noch einmal vertieft werden.

Bei Geradeausbremsung ist das Ziel der ABS-Regelung, den Radschlupf in einem möglichst schmalen Fenster um den *maximalen* Reibwert zu halten, um kürzeste Bremswege zu gewährleisten. Der Regeleingriff (Absenkung des Bremsdrucks mit einem definierten Gradienten) erfolgt deshalb erst bei Schlupfwerten kurz nach dem Reibwertmaximum (Abb. 11.33a, Punkt „b"). Abhängig von Systemparametern, den Reifeneigenschaften und Trägheiten steigt während dieser Phase trotz Bremsdruckabsenkung zunächst der Schlupf weiter an. Die Bremskraft sinkt bis zum Punkt b´, bis der Reifen durch das zuvor erfolgte Lösen der Bremse wieder besser greift und der Schlupf kleiner wird. Er geht bei weiter leicht sinkender Bremskraft auf den Punkt „c" zurück. Im nun aufsteigenden Ast der Kraftschluss-Schlupfkurve mit Haftreibung können höhere Bremskräfte übertragen und somit kann der Bremsdruck wieder erhöht werden.

Die Seitenführungskraft fällt in der Phase des Bremsdruckabbaus von b nach b´ auf sehr niedrige Werte, die für eine Querstabilisierung in Schräglage nicht mehr ausreichend wäre. Deshalb ist diese Regelstrategie für die Kurvenfahrt bei größeren Schräglagenwinkeln untauglich, das Motorrad wäre sturzgefährdet. Notwendig ist eine Regelstrategie, wie sie im rechten Teilbild schematisch dargestellt ist. Der Regeleingriff, also die Bremsdruckabsenkung erfolgt früher, also bei kleineren Schlupfwerten und im gerade noch ansteigenden Ast der Kraftschluss-Schlupfkurve. Der Schlupfaufbau wird deutlich früher als bei der Geradeausfahrt begrenzt, der Punkt b´ liegt weiter links auf der Kurve und näher beim Punkt „b" der Bremsdruckabsenkung. Korrespondierend dazu fällt auch die Seitenführungskraft weniger stark ab und endet bei höheren Werten, die selbst für größere Schräglagenwinkel noch ausreichen.

Die Diagramme verdeutlichen, dass die Auflösung der Rad-Sensorik sehr hoch und die Auswertung der Raddrehzahlsignale entsprechend ausgefeilt sein muss, um die aus den Kurvenresultierenden feinen Unterschiede der Schlupf-Gradienten sicher erkennen zu können. Sowohl die Bremshydraulik als auch die Regelung müssen entsprechend schnell sein, um den Abfall der Kurven/den Schlupfanstieg rechtzeitig zu begrenzen. Nach welchen Kriterien die Regelung im Detail erfolgt und die Wahl der Parameter gehört zum firmenspezifischen Know-how und zu den schützenswerten Daten, darüber gibt es von den Herstellern keine weitergehenden Informationen.

Wie Abb. 11.6 zeigt, liegen die Kraftschlussbeiwerte für trockenen und nassen Asphalt relativ nahe beieinander, so dass prinzipiell die Spanne für die noch zulässigen Bremskräfte und Schlupfwerte bei unterschiedlichen Fahrbahnen nicht übermäßig groß sind (die Radien für die Kamm´schen Kreise weichen nicht sehr stark voneinander ab). Das Kurven-ABS kann damit bei üblichen konstanten Straßenverhältnissen durchaus bis in den Bereich um 40° Schräglage und ggf. mehr zuverlässig und sicher regeln. Auch Bremsen bei Nässe in Kurven stellt das System in der Regel vor keine Probleme. Damit ist die überwiegende Zahl der alltäglichen Fahrsituation abgedeckt und eine hinreichend sichere Kurvenbremsung auch für durchschnittliche Motorradfahrer problemlos möglich. Das stellt einen entscheidenden Sicherheitsfortschritt im Straßenverkehr dar. Lediglich sehr niedrige Reibwerte wie beispielweise bei Schnee und Eis stellen eine (natürliche) Grenze dar, weil hier die Seitenführungskräfte ohnehin schon sehr niedrig sind und zudem auch noch steil (und

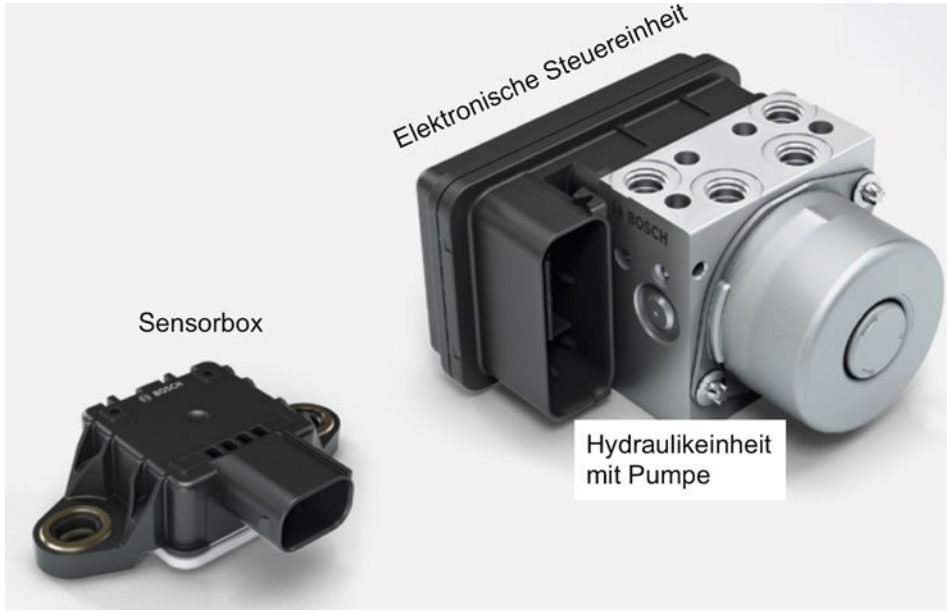


Abb. 11.34 Kurven-ABS von Bosch mit Sensoreinheit

damit schnell) abfallen. Für die Fahrpraxis ist das nicht sonderlich relevant, weil bei diesen Verhältnissen ohnehin kaum jemand Motorrad fährt. Und wenn doch, sind bereits die Geradeausfahrt und die Kurvenfahrt ohne Bremsen nur mit größter Vorsicht möglich, ein erzwungenes Bremsmanöver in Kurven sollte dann gar nicht mehr vorkommen.

Physikalische Grenzen lassen sich naturgemäß auch mit den besten Systemen nicht verschieben. Wer knapp vor der Reifenhaftgrenze mit maximaler Schräglage plötzlich eine Vollbremsung macht, den kann auch das modernste Regelsystem nicht vor einem Sturz bewahren und bei großen Reibwertsprüngen kommt auch ein modernes „Kurven-ABS“ an seine Grenzen.

Die eingangs beschriebene Lenkmoment-Reaktion bei der Schräglagenbremsung mit Aufstellen des Motorrads in der Kurve (und zugleich einem größerer Kurvenradius) wird durch die Regelstrategie und die Bremskraftverteilung auf beide Räder ebenfalls minimiert. Zum einen reduziert sich die Größe des Lenkmoments schon ganz automatisch, weil das Vorderrad infolge der Verteilung weniger Bremskraft übertragen muss. Zum anderen sind aufgrund der Regelstrategie (Abb. 11.33) die Bremskraftschwankungen kleiner und damit auch die Lenkmomentausschläge. Die flacheren Gradienten der Druckregelung tragen ebenfalls dazu bei, dass das Lenkmoment nicht überraschend und ruckartig auftritt und ein ggf. noch nötiges Gegenlenken, um das Motorrad auf den ursprünglichen Kurvenradius zurück zu bringen, einfacher wird. Nicht zu vergessen ist auch, dass infolge der Abbremsung die Kurvengeschwindigkeit kontinuierlich sinkt und damit eine geringere Schräglage und Seitenführungskraft notwendig werden. Bei gleichem Kurvenradius muss damit das

Fahrzeug zunehmend aufgerichtet werden, was das Lenkmoment weiter reduziert. Für die Bremsung in Kurven hilft es natürlich zusätzlich, wenn das Fahrwerk durch seine Geometrie von Haus aus auf „neutral“ eingestellt ist, vgl. dazu Abschn. 10.2.3.

Abb. 11.34 zeigt die Hydraulikeinheit des „Kurven-ABS“ von Bosch und die separate Sensorbox MM5.10. Diese enthält Beschleunigungssensoren und misst die Beschleunigungen um die bzw. in den 3 Hauptachsen des Motorrads (vgl. Abb. 10.7): die Rollrate (um die Längsachse x), die Gierrate (um die Hochachse z), die Längsbeschleunigung, die Querbeschleunigung und die Vertikalbeschleunigung.

Ein Microcontroller berechnet den Schräglagen- und Nickwinkel. Die notwendigen Zusatzinformationen wie z. B. die Radgeschwindigkeit erhält der Sensor über den CAN-Bus. Durch die direkte Messung des Fahrzeugzustands und die Fahrzeuglage wird es bei Einsatz dieses ABS-Systems möglich, eine direkte Abhebeerkennung des Hinterrads zu implementieren und dem Überschlag entgegenzuwirken. Zusätzlich können dann auch verschiedene Modi eingestellt werden und unterschiedliche Grade des Hinterradabhebens realisiert werden, was für den Rennstreckenbetrieb zur Erzielung kürzest möglicher Bremswege und aggressiveren Bremsverhalten sinnvoll ist.

Für die Integralfunktion wird der Bremsdruck für den Hinterrad-Bremskreis mittels einer elektronisch gesteuerten Hydraulikpumpe Pumpe erzeugt. Die Pumpe wird bei Betätigung des Vorderradbremshebels über Drucksensoren von der Elektronik angesteuert. Passend zum Vorderrad-Bremsdruck wird nach der im Steuergerät abgelegten Bremskraftverteilung automatisch der zugeordnete Druck für die Hinterradbremse aufgebaut und somit das Hinterrad bei jeder Bremsung des Vorderrades mit idealer Verzögerung abgebremst.

Was auch diesem neuesten ABS-System fehlt, ist eine Erkennung der realen Reibungsverhältnisse. So wünschenswert es auch wäre: es ist weltweit kein praktikables Messprinzip für eine direkte Messung des Reibwerts zwischen Reifen und Fahrbahn im Fahrbetrieb bekannt oder in Aussicht. Für die überschaubare Zukunft wird es das auch nicht geben. Ansatzweise könnte das ABS ggf. aus dem Längsschlupf und der aus Versuchen bekannten Reifencharakteristik indirekt auf die Seitenkraft schließen und die Bremskraft unter Berücksichtigung der Schräglage durch Bremsdruckmodulationen beeinflussen. Aber allein die Unterschiede bei den Reifen (auch über die gesamte Lebensdauer des Motorrads) lässt diese Grundidee in der Praxis als wenig tauglich erscheinen.

Sehr gute und genügend sensible Fahrer erfühlen den Grenzbereich anhand verschiedener Indikatoren, die vorrangig über den Lenker rückgemeldet werden, aber auch durch den innigen Kontakt zum Motorrad durch das „Spüren“ kleinster Fahrzeugreaktionen über verschiedenste Körperregionen. Über welch hohes Maß an Sensitivität der Mensch verfügt, darüber schreibt der Psychologe, Verhaltensforscher und engagierte Motorradfahrer *Bernd Spiegel* eindrucksvoll in seinem sehr lesenswerten Buch [1.1]. Im Vergleich dazu ist die Sensorik selbst der neuesten ABS-Systeme eher bescheiden. Unvollkommen und dem ABS weit unterlegen ist der Mensch hingegen in der Verarbeitungsgeschwindigkeit der vielen parallel eintreffenden Signale, deren Zuordnung und der schnellen koordinierten Reaktion darauf (11.1). Daher kann, wie eingangs bereits erwähnt, selbst der beste Fahrer ohne ABS in komplexen Situationen und bei niedrigen Reibwerten ohne ABS nicht sicher und ausreichend stark bremsen. Möglicherweise werden zukünftige Systeme aber mit zusätzlicher

Sensorik zum Beispiel am Lenksystem und an anderen Stellen im Fahrzeug in der Lage sein, über geeignete Messgrößen und intelligente Auswerte-Algorithmen die Regelgüte noch weiter zu verbessern und eine noch genauere Annäherung an die physikalischen Grenzen bei der Bremsung erlauben.

11.5 Antriebsschlupfregelung

Das hohe Drehmomentangebot moderner großvolumiger Motorradmotoren erfordert mehr denn je entsprechende Sensibilität beim Gasgeben, insbesondere beim Herausbeschleunigen aus Kurven. Ein durchdrehendes Hinterrad (100 % Schlupf) bedeutet – analog zum blockierenden Rad bei der Bremsung – den nahezu vollständigen Verlust der Seitenführungskraft und damit ein seitliches Ausbrechen des Rades. In Schräglage führt dieses unweigerlich zum Sturz. Noch gefährlicher ist es, wenn das durchdrehende und ausbrechende Hinterrad während des Wegrutsches in Schräglage plötzlich Grip aufbaut und sich wieder fängt. Durch die plötzlich einsetzende Haftung wird die Federung zunächst komprimiert, das Motorrad stellt sich danach auf und dadurch entspannt sich die Federung schlagartig wieder und katapultiert den Fahrer vom Motorrad (*„highsider"*). Das hohe Haftvermögen moderner Reifen in Kombination mit erstklassigen Fahrwerken hat dazu geführt, dass heute selbst bei Nässe hohe Kurvengeschwindigkeiten und entsprechende Schräglagenwinkel möglich sind. Umso höher ist damit das Gefährdungspotenzial, wenn durch zu viel „Gasgeben" am Kurvenausgang das Hinterrad plötzlich durchdreht und Seitenhaftung verliert, zumal unterschiedliche Fahrbahnbeläge und damit wechselnde Griffigkeit des Untergrundes bei Nässe nur schwer zu erkennen sind. Auch routinierte Fahrer können von solchen Situationen überfordert sein. Elektronische Assistenzsysteme zur Begrenzung und Regelung des Antriebsschlupfes („Traktionskontrolle") sind hier eine wirkungsvolle Hilfe, die den Fahrer unterstützen und die Sicherheit erhöhen.

Erstmals wurde eine Traktionskontrolle für ein Serienmotorrad 1996 von *HONDA* im Reisetourer Pan European angeboten. Auf breiterer Front zogen derartige Systeme jedoch erst ab 2006 in den Serienmotorradbau ein. Nahezu alle Systeme nutzen die vorhandenen ABS-Sensoren zur Drehzahlerfassung und erkennen über die Änderung der Drehwinkelgeschwindigkeit des Hinterrades und einen Drehzahlvergleich zum schlupflosen Vorderrad einen plötzlichen Anstieg des Hinterrad-Schlupfes. Über eine Vernetzung der Antriebsschlupf- und ABS-Elektronik mit dem elektronischen Motormanagement wird dann das Motordrehmoment automatisch und ohne Fahrereingriff begrenzt und damit ein Durchdrehen des Hinterrades verhindert. Für die Motormoment-Reduzierung kommen zwei Methoden infrage:

1. Eingriff in die Zündung und Einspritzung, d. h. Zündwinkel-Spätverstellung und Abschalten von Einspritzventilen, oder
2. Direkter Eingriff in die Drosselklappenbetätigung und Reduzierung des Öffnungswinkel bei elektrisch betätigter Drosselklappe.

Beide Methoden werden auch kombiniert.

Das 2006 von BMW für die luftgekühlten Boxer-Modelle und die damalige K-Baureihe vorgestellte *ASC*-System (*A*utomatic *S*tability *C*ontrol) arbeitet mit Eingriffen in die Zün-

dung und Einspritzung; auch einige japanische Hersteller wenden diese Methode an. Die Reduzierung des Antriebsmomentes erfolgt dabei in mehreren Stufen. Ist der abzuregelnde Drehmomentüberschuss nur klein, wird zunächst der Zündzeitpunkt in Richtung „spät“ gestellt. Damit sinkt die Drehmomentabgabe des Motors. Reicht das nicht aus, wird die Einspritzung – zunächst für einen Zylinder – in bestimmten Zeitintervallen ausgeblendet. Gibt der Motor immer noch überschüssiges Drehmoment ab, wird im Zusammenspiel mit einer Zündungsrücknahme die Einspritzung weiterer Zylinder ausgeblendet, bis der Hinterradschlupf auf ein verträgliches Maß abgesenkt ist. Die Abschaltung der Einspritzung wechselt dabei zwischen den Zylindern nach einem festgelegten Muster, um ein Auskühlen einzelner Zylinder zu verhindern und gleichmäßige Abgastemperaturen sicherzustellen. Diese Art der Regelung ist besonders schnell und feinfühlig, so dass Fahrkomfort und Dynamik nur geringfügig beeinträchtigt werden. Abb. 11.35 zeigt schematisch das Prinzip dieser Drehmomentregelung.

Für die direkte Reduzierung des Motormoments über die Drosselklappe, muss diese elektrisch betätigt sein. Diese Methode verwenden ebenfalls einige Hersteller, besonders im Supersportbereich. Sie erlaubt sehr deutliche Momentenreduzierungen; für eine wünschenswerte schnelle Reaktion sollten die Drosselklappen jedoch möglichst nahe am Zy-

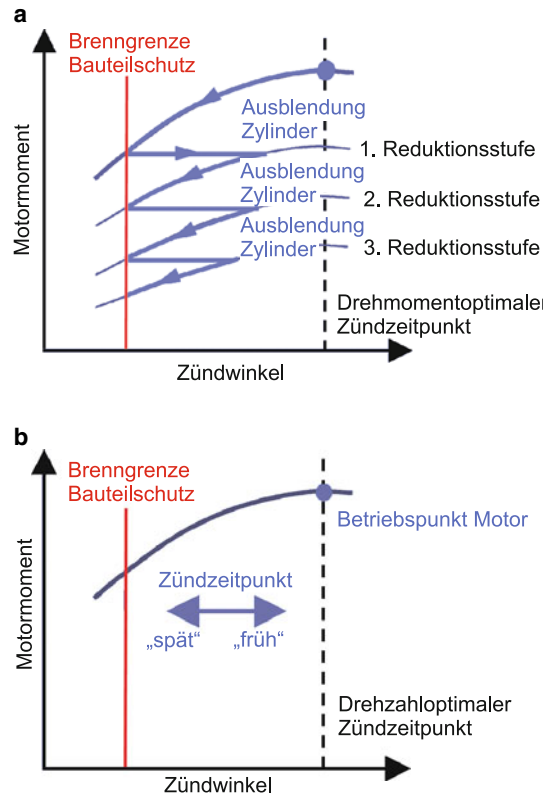


Abb. 11.35 Drehmomentmanagement

linderkopf positioniert sein. Die elektrische Drosselklappenbetätigung hat darüber hinaus den Vorteil, dass das System zu einer vollständigen Traktionskontrolle ausgebaut werden kann, dass neben dem Sicherheitsaspekt auch für Maximalbeschleunigung entlang der Reifenhaftgrenze ausgelegt werden kann. Für auch im Rennstreckenbetrieb eingesetzte Supersportler ist das ein wichtiges Feature und wird mittlerweile von den führenden Motorradherstellern angeboten.

Das in der BMW S1000RR eingesetzte System arbeitet schräglagenabhängig. Dazu sind gyroskopische Sensoren verbaut, die die Schräglage gradgenau erfassen. Das erlaubt dann, für jede Schräglage die optimalen Schlupfwerte zuzulassen (für eine maximale Antriebsmomentübertragung bedarf es Schlupfwerten zwischen 5 und 20 %) und das Motormoment genau danach zu regeln. In Kombination mit dem Drosselklappeneingriff wird nach dem weiter oben beschrieben Prinzip auch in die Zündung eingegriffen. Somit ergibt sich eine ausgesprochen feinfühlige Regelung mit Reaktionszeiten bis hinunter zu 0,05 s. Zudem lassen sich in vier verschiedenen, einstellbaren Modi die Regelung und die Eingriffsgrenzen an die Strecken, die Witterungsverhältnisse und die Fahrerwünsche anpassen.

Im „Rain"-Modus erfolgt der Regeleingriff früh und weit vor Erreichen der realen Haftgrenzen, so dass auf nasser Fahrbahn ein sehr hohes Maß an Sicherheit mit entsprechenden Reserven gewährleistet wird. Der „Sport"-Modus für trockene Landstraßen regelt entsprechend später und erlaubt sportliches Herausbeschleunigen aus Kurven mit einem gewissen Schlupf, ohne die Gefahr eines ausbrechenden Hinterrades. Der „Race"- und „Slick"-Modus ist abgesperrten Rennstrecken vorbehalten und berücksichtigt das bessere Haftungsvermögen von Sport- bzw. profillosen Reifen. Hier ist der Regelungseingriff bis nahe an die wirkliche Haftungsgrenze verschoben und ermöglicht Profis das Fahren im Grenzbereich mit höheren Schlupfwerten.

Eine elektrische Drosselklappenbetätigung ermöglicht zusätzlich auch eine veränderliche Ansteuerung der Drosselklappen. So kann in Sportmodus ein Öffnen der Drosselklappen analog zur Gasdrehgriffbetätigung/Fahrerwunsch direkter und damit aggressiver umgesetzt werden und im Rain-Modus entsprechend sanfter. In Abb. 11.36 werden verschiedene Möglichkeiten einer Drosselklappenkennung am Beispiel der BMW K1600GT gezeigt.

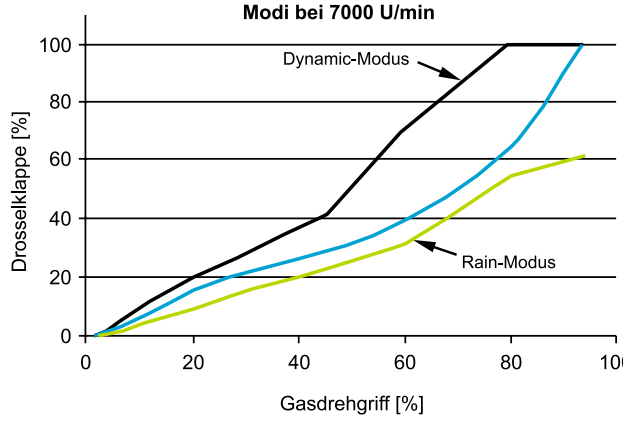


Abb. 11.36 Drosselklappenkennung bei verschiedenen Modi

Part IV
Gesamtsystem Elektrik und Elektronik

12 Elektrische Energieversorgung, elektrische und elektronische Systeme

Jürgen Stoffregen

Die elektrische Anlage eines Motorrads besteht grundsätzlich aus den Systemkomponenten Energieerzeuger (Generator mit Regler), Energiespeicher (Batterie), Leitungssystem (Kabelbaum), Sicherungen und den Verbrauchern (Beleuchtung, Zündung, etc.). Hinzu kommen Steuergeräte (Motorelektronik für Einspritzung und Zündung, ABS) und ggf. weitere Elektronikkomponenten und Regelungssysteme. Die Versorgungsspannung beträgt bei modernen Motorrädern mit Verbrennungsmotor ausnahmslos 12 V, wobei der Minus-Pol der Batterie an Masse liegt. Das wird zumindest mittelfristig auch so bleiben.

Elektronische Systeme sind für moderne Motorräder unverzichtbar geworden. Allein die gesetzlichen Vorgaben zur Schadstoffemission ließen sich ohne umfangreiche Steuerungs- und Regelungssysteme am Motor und seiner Peripherie nicht mehr erfüllen. Wie im Kapitel *Fahrwerk* schon gezeigt, werden die rein reaktiven und nur im Bedarfsfall aktiven (ABS) bzw. vom Fahrer zu aktivierenden Sicherheitskomponenten zunehmend ergänzt durch permanent eingreifenden Systemen, wie zum Beispiel adaptiven Stoßdämpfern. Für Tourenmotorräder und Fahrzeuge, die im Stadtverkehr vorwiegend für den Transport (*urban mobility*) eingesetzt werden, steigt der Kundenwunsch nach Entertainment- und Assistenzsystemen. Besonders junge Kunden fragen aber auch bei Freizeitmotorrädern nach Anbindungsmöglichkeiten für Smartphones, die über eine rein elektrische Verbindung hinaus bis zur Funktionsintegration (*connectivity*) reichen. Elektronik ist damit zum zentralen Bestandteil moderner Motorräder geworden und gewinnt weiter an Stellenwert. Der Wertanteil der gesamten Elektrik und Elektronik an den Herstellkosten kann bei Motorrädern der oberen Preisklasse bis zu 20 % der gesamten Herstellkosten ausmachen mit zukünftig wohl steigender Tendenz.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2018
J. Stoffregen, *Motorradtechnik*, ATZ/MTZ-Fachbuch
https://doi.org/10.1007/978-3-658-07446-3_12

Damit erhöhen sich sowohl die Anforderungen an die elektrische Energieversorgung (Generatorleistung) als auch an die Funktionsumfänge von Komponenten. Die Vernetzung aller Komponenten über den Kabelbaum dient dabei längst nicht mehr nur der Bereitstellung einer zuverlässigen Bordspannung und ausreichender Stromstärke für alle Verbraucher, sondern auch der Verteilung vielfältiger Signale zur Steuerung und Regelung. Dementsprechend steht die Entscheidung des bestgeeigneten Bordnetztyps ganz am Anfang der Konzeptentwicklung eines neuen Motorrads.

12.1 Energiemanagement – Generator und Batterie

Die Energie zur Versorgung aller elektrischen Systeme wird im Generator erzeugt und in der Batterie gespeichert. Die Batterie versorgt den Anlasser beim Start mit Strom und sie sichert die Stromversorgung aller Komponenten, wenn im leerlaufnahen Drehzahlbereich die Generatorleistung bei voll eingeschalteten Verbrauchern ggf. nicht ganz ausreichen sollte. Die elektrische Energiebilanz im Fahrzeug muss positive Werte aufweisen, das heißt im Hauptbetriebsbereich des Motorrads muss die vom Generator erzeugte Energie größer als der Verbrauch sein. Kurzfristige Verbrauchsspitzen kann die Batterie ausgleichen, grundsätzlich aber muss der Generator mehr Leistung liefern als benötigt wird, um die Batterie laden zu können und deren vollen Ladezustand erhalten zu können.

Als Batterien kommen für Serienmotorräder bisher ausschließlich Bleiakkumulatoren zur Anwendung, überwiegend in wartungsfreier Ausführung. Der Elektrolyt – die Schwefelsäure – ist bei Starterbatterien im einem Mikro-Glasfasergewebe absorbiert (AGM-Batterie ***a****bsorbent* ***g****lass* ***m****at*) und liegt somit nicht mehr in flüssiger Form vor. Damit kann keine Säure auslaufen und die Batterie-Einbaulage ist weniger stark eingeschränkt. Die Einfüllstopfen sind versiegelt und lassen sich nach einmaliger Befüllung mit Säure nicht mehr öffnen. Das früher übliche Nachfüllen von destilliertem Wasser ist nicht mehr notwendig, denn Wasserverlust durch dessen Zersetzung beim Laden tritt nicht mehr auf, weil die beim Laden entstehenden Gase innerhalb der Batterie zu Wasser zurückverwandelt werden.

Bei Starten muss die Batterie kurzfristig Stromstärken von über 50 A liefern. Die Starterbatterie muss in der Lage sein, diese Stromstärke auch bei niedrigen Temperaturen zu liefern. Zudem darf die Spannung während des Startvorgangs nicht zu stark abfallen. Daher dürfen die Starterbatterien nur einen geringen elektrischen inneren Widerstand haben. Trotz der hohen Stromstärke ist die Energieentnahme beim Starten vergleichsweise klein. Eine ein-minütige Dauerbetätigung des Anlassers entspräche einem Verbrauch von knapp 1 Amperestunde (Ah); in der Realität wären das also mehrere Startversuche hintereinander. Die üblichen Batteriekapazitäten für Motorräder liegen zwischen 8 und 18 Ah.

Wie alle Batterien haben auch Bleiakkus eine schleichende Selbstentladung. Hinzu kommen – wenn auch sehr kleine – Ruheströme der elektronischen Komponenten (kritisch können hier insbesondere elektrische Zusatzgeräte aus dem freien Handel sein). Dieses führt dazu, dass bei längerem Nicht-Betrieb die Batterie geladen werden muss, denn entladene Bleiakkus erleiden bei tiefer Entladung mit längeren Standzeiten irreparable Schäden durch Bildung von Sulfatkristallen an den Platten. Hersteller empfehlen aus Sicherheitsgründen ein Nachladen bereits nach 4–6 Wochen, spätestens nach 8 Wochen sollte

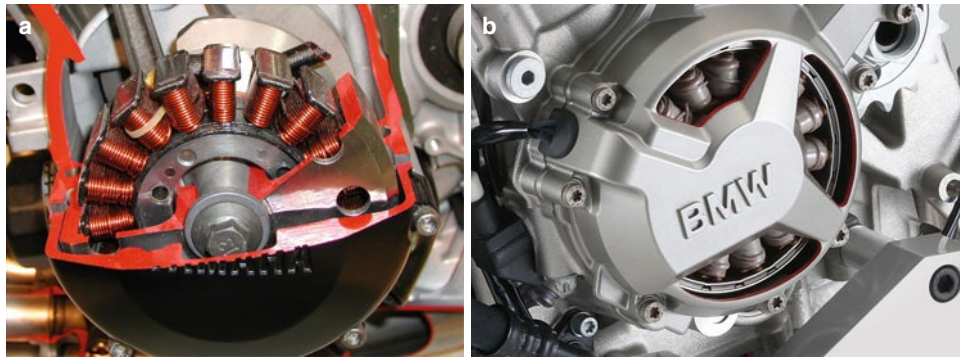


Abb. 12.1 Moderner Drehstromgeneratoren für Motorräder

jedoch eine angeschlossene Batterie in jedem Falle nachgeladen werden, um Standschäden zu vermeiden. Im abgeklemmten Zustand empfiehlt sich eine Nachladung nach 3 Monaten.

Als Alternative zu den serienmäßigen Bleiakkus bieten sich bei Ersatzbedarf Akkumulatoren mit Lithium-Technologie an. Für Motorräder empfehlen sich Lithium-Eisenphosphat-Akkus (LiFePO4). Ihr Hauptvorteil ist das etwa halbierte Gewicht. Nachteilig sind neben dem hohen Preis die geringere Stromabgabe bei niedrigen Temperaturen. Unter 10 °C gibt es bereits leichte Einschränkungen und bei Minustemperaturen könnte der Kaltstart des Motorrads schwierig werden.

Zur Energieerzeugung verwenden fast alle modernen Motorräder Drehstrom-Generatoren („Lichtmaschinen"), Bild 12.1. Die Nenn-Leistungen liegen üblicherweise zwischen 200 und 800 Watt und sind drehzahlabhängig. Mittels eines Reglers müssen die Ausgangsspannung und der Ausgangsstrom an den Energiebedarf im Bordnetz und an den Ladebedarf der Batterie angepasst werden. Eine zu niedrige Spannung würde zur Entladung der Batterie, eine zu hohe Spannung zu deren Überladung, unzulässiger Erwärmung und letztlich Zerstörung führen. Eine kurze Zusammenstellung der Stromverbräuche von Standard-Komponenten zeigt den Mindest-Strombedarf im Betrieb für ein Basismotorrad.

- Motorsteuerung (inkl. Einspritzung und Zündung) 6 A
- Kraftstoffpumpe 3–5 A
- Lichtanlage und Blinker 6 A
- Instrumente und Anzeigen 1 A
- Reserve, Sensoren und Batterieladung 2 A

Bei 12 Volt Bordspannung ergibt das eine Mindest-Ausgangsleistung des Generators von 240 W. Komfortausstattungen wie Heizungen für Handgriffe und Sitze, Zusatzscheinwerfer, Radio- und Navigationssysteme, die für großvolumige Reisemotorräder mittlerweile fast zum Standard gehören, lassen zusammen mit elektronischen Steuerungs- und Regelungssysteme den Strombedarf schnell weiter ansteigen, so dass Generatorleistungen über 800 Watt mittlerweile keine Seltenheit mehr sind.

Die Funktion des Generators beruht auf dem physikalischen Prinzip der elektromagnetischen Induktion: *Bewegt man einen elektrischen Leiter in einem Magnetfeld (und*

durchschneidet damit das magnetische Feld) so wird im Leiter eine Spannung erzeugt (induziert), Abb. 12.2. Die Größe der Spannung hängt u. a. von der Bewegung und der Stärke des Feldes ab.

In der realen Ausführung eines modernen Drehstrom-Generators für Motorräder, Abb. 12.1, wird das Magnetfeld von einem sich drehenden Polrad gebildet, das mit zur Schwungmasse für den Motor zählt. Das Polrad aus Eisen ist mit Permanent-Magneten bestückt (Selbsterregung). Die feststehenden Spulen (der *Stator*), in denen die Spannung induziert wird, sind innerhalb des Rotors angeordnet und werden vom topfförmig ausgebildeten Rotor umfasst. Von diesen Spulen wird die elektrische Leistung dann abgeführt. Als konstruktive Variante gibt es noch die umgekehrte Ausführung mit außenliegenden, festen Spulen und einem innerhalb dieser Spulen rotierenden magnetischen Rotor.

Das Magnetfeld für den Rotor kann auch elektrisch („Elektromagnete“) erzeugt werden (Fremderregung). Bei dieser Fremderregung muss dem sich drehenden Anker eine Erregerspannung über Kohle-Schleifringe zugeführt werden, was eine potentielle Störungsquelle darstellen kann. Die Ausgangsspannung und die Leistung dieser Generatorbauart werden durch die Beeinflussung der Erregerspannung geregelt. Da die Stromstärke für die Erregung relativ gering ist, sind Aufwand und Verluste dieser Regelung ebenfalls klein. Bei der Selbsterregung durch Permanent-Magnete entfallen die Schleifringe. Daher können diese Generatoren auch im Motorgehäuse untergebracht werden und im Öl laufen. Die Regelung dieser selbsterregten Generatoren erfolgt entweder mittels einer direkten Leistungsregelung über Thyristoren oder durch periodisches Kurzschließen der Statorspulen.

Bei den heute verwendeten Drehstromgeneratoren sind jeweils drei Statorspulen um 120° versetzt angeordnet. Sie erzeugen drei um 120° phasenverschobene Spannungen, die entsprechend zusammengeführt einen 3-Phasen-Wechselstrom (Drehstrom) ergeben (damit

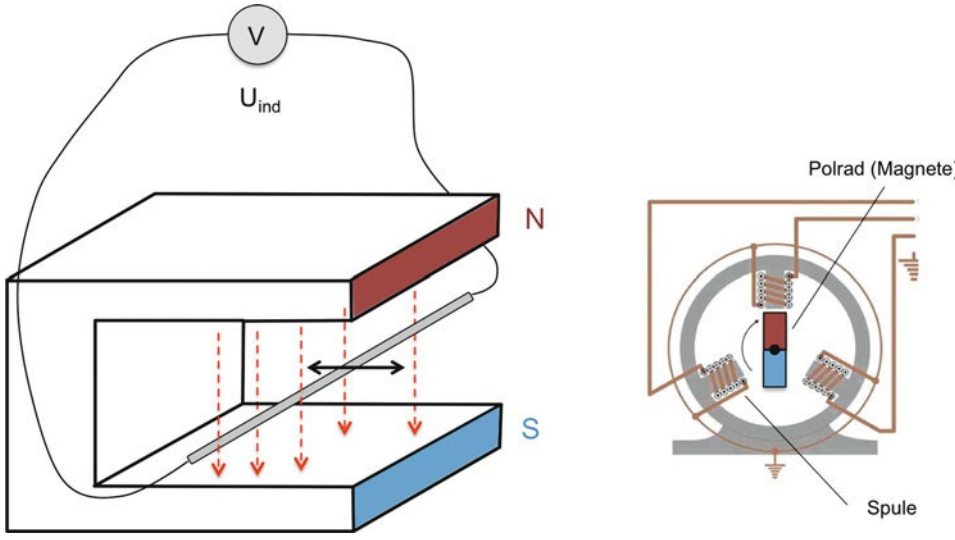


Abb. 12.2 Generatorprinzip

führen i. d. R. 3 Leitungen aus dem Gehäuse). Dieser wird in einer nachgeschalteter Elektronik, die zugleich auch die Funktion des Spannungsregler hat, gleichrichtet und zur Batterie geführt. Der Regler regelt die Ausgangsspannung auf Werte zwischen 12,2 und 14,8 Volt.

12.2 Starter

Elektrostarter gehören heute selbst bei leichtgewichtigen Sportenduros zur Standard-Serienausrüstung. Mit gestiegener Zuverlässigkeit und Robustheit der elektrischen Systeme und ausgewogener Energiebilanz ist der Kickstarter als Notbehelf überflüssig geworden und findet sich – wenn überhaupt – nur noch an Motorrädern, die primär für im motorsportliche Wettbewerbe gedacht sind. Die Leistungen der Elektrostarter bewegen sich je nach Hubraumklasse und Motorkonzept zwischen 280 und 1100 Watt. Meist werden Starter mit angeschlossener Übersetzung verwendet, deren Zahnräder über einen Freilauf permanent im Eingriff sind, Abb. 12.3. Bei Vorgelegeanlassern ist die Übersetzung in Form eines Planetengetriebes im Anlassergehäuse integriert.

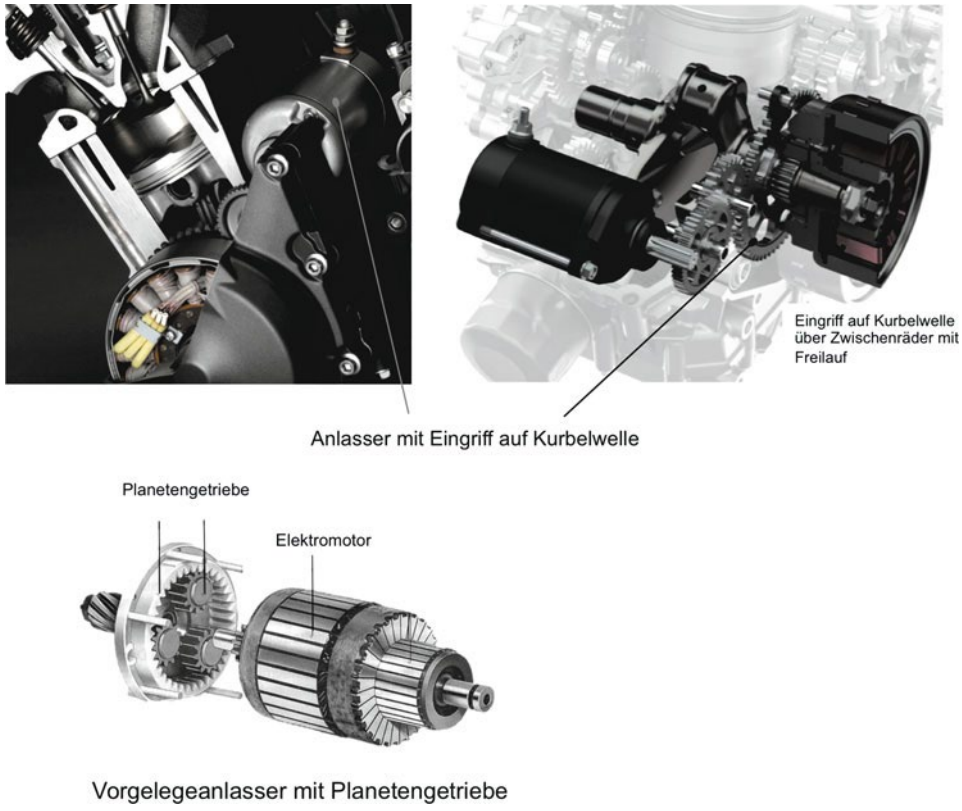


Abb. 12.3 Anlasser

12.3 Bordnetz, Kabelbaum und Systemkomponenten

Die Basisausführung des einfachen Bordnetzes verbindet alle Komponenten über separate Leitungen in Parallelschaltung miteinander. Es stellt die Bordspannung von üblicherweise 12 V mit *Plus* und *Minus* (Masse) an jeder Verbraucherstelle zur Verfügung. Jedes Bauteil muss einzeln mit Kabeln und zwei Polen (Plus und Minus bzw. Masse) mit dem Bordnetz verbunden werden. Oft wird die zweite Leitung, der Minuspol, über einen Masseanschluss realisiert, was Kabel einspart. Sensoren, deren Signal an verschiedenen Stellen benötigt wird, müssen jeweils einzeln mit den Komponenten verbunden werden, was Mehrfachverkabelung erfordert. Notwendige Schalter sind direkt in die Verkabelung eingefügt und werden – ausgenommen bei Relaisschaltungen – mit der vollen Stromstärke der Verbraucher belastet. Mit steigender Komponentenanzahl erhöht sich so die Anzahl der Leitungen proportional, was Volumen, Gewicht und Kosten in die Höhe treibt. Die daraus resultierenden Probleme werden oftmals unterschätzt. Bei der dichten Packung der Bauteile in modernen Motorrädern ist es oft schwer, genügend Platz für eine ordentliche Verlegung des dann recht dicken Kabelbaums zu finden.

Die obligatorische und in der EU seit 2017 gesetzlich vorgeschriebene Ausrüstung mit ABS, sowie zukünftige Abgasvorschriften mit schrittweiser Einführung von *On-Board-Diagnose (OBD)* treiben den Verkabelungsaufwand in die Höhe und machen eine extern zugängliche Schnittstelle für Prüfungen erforderlich, die mit konventioneller Verkabelung nicht mehr sinnvoll dargestellt werden kann. Daher wurden bei hochwertigen Motorrädern mit ihrer Vielzahl von elektronischen Komponenten schon vor Jahren so genannte Bussysteme für die Verbindung von Sensoren und Steuergeräten eingeführt. Etablierter Stand der Technik ist der *CAN-Bus* (***C****ontroller* ***A****rea* ***N****etwork*), der ab 1983 von BOSCH gemeinsam mit der Automobilindustrie entwickelt wurde und in Motorrädern erstmals zu Anfang der 2000er-Jahre (u. a. *DUCATI* und *BMW*) eingesetzt wurde.

Der CAN-Bus[1] ist ein digitales Netzwerk für den Signalaustausch und die Daten-Kommunikation. Sehr stark vereinfacht handelt es sich um ein (Kommunikations-) Leitungssystem, an das alle Steuergeräte und Sensoren gemeinsam angeschlossen und miteinander vernetzt sind, Abb. 12.4. Durch diese Vernetzung stehen alle Signale in digitaler Form für alle angeschlossenen Komponenten jederzeit zur Verfügung. Werden gleiche Signale und Informationen von mehreren Steuergeräten benötigt, brauchen diese nicht mehr extra über einzelne Kabel zu dem jeweiligen Gerät geführt werden, sondern jedes Gerät entnimmt der Leitung (dem Bus-System) einfach das benötigte Signal. Damit reduziert sich der Verkabelungsaufwand und durch den Entfall von Steckverbindungen erhöht sich die Zuverlässigkeit. Da bei der CAN-Bus-Datenübertragung keine einzelnen Empfänger adressiert werden, sind den Signalen/Nachrichten codierte Identifikationsmerkmale zugeordnet (so

[1] Das *Bus-System* kann sehr stark vereinfacht tatsächlich mit einem Bus im öffentlichen Nahverkehr versinnbildlicht werden. Der öffentliche Bus transportiert Personen (*Informationen, Signale*) zwischen Haltestellen (*Stationen, Steuergeräte*). Dabei kann jede Person (*Information, Signal*) beliebig jeder Haltestelle (*Steuergerät*) ein- oder aussteigen (*Information hinzufügen oder abladen*).

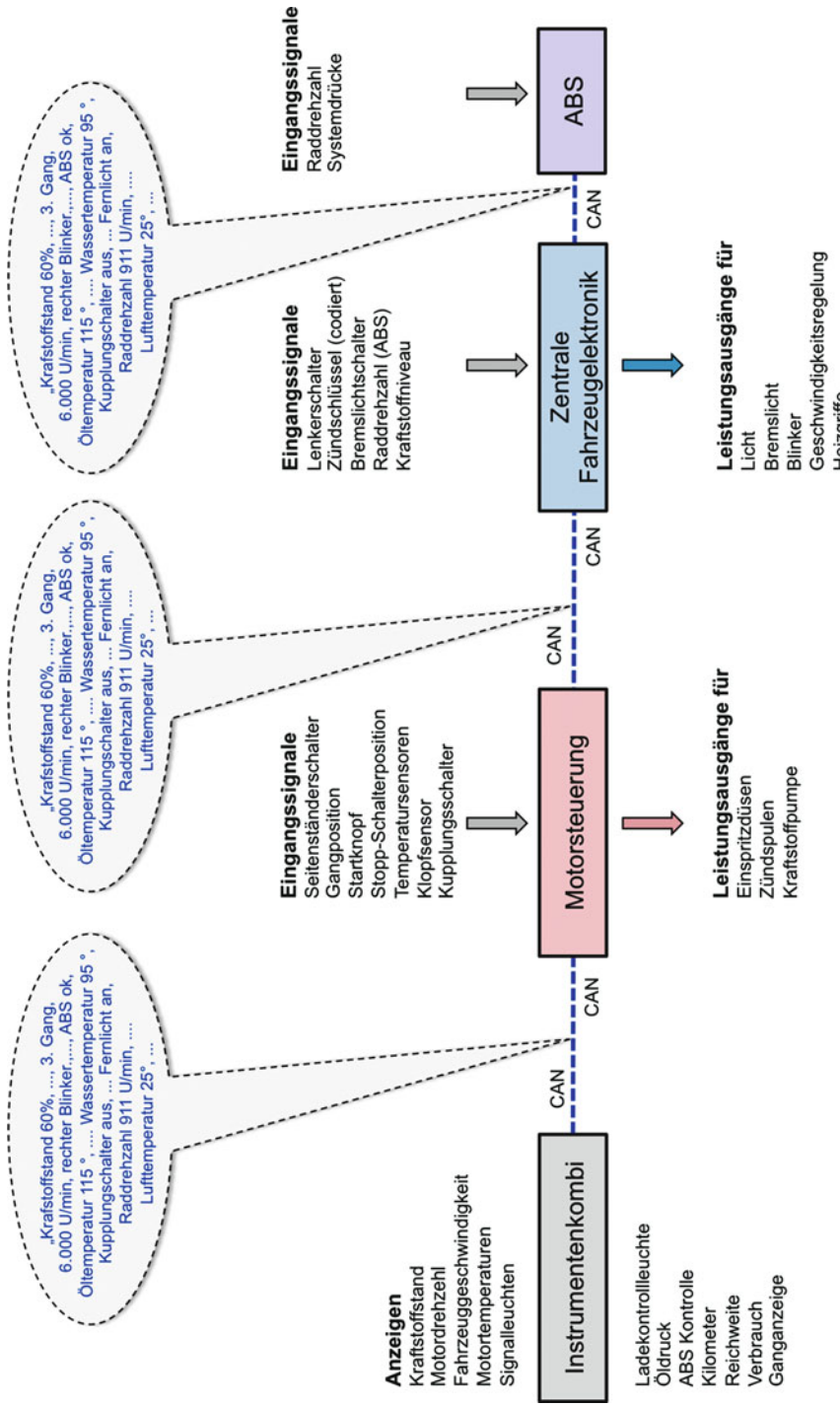


Abb. 12.4 Schematisches Prinzip einer CAN-Bus Verbindung

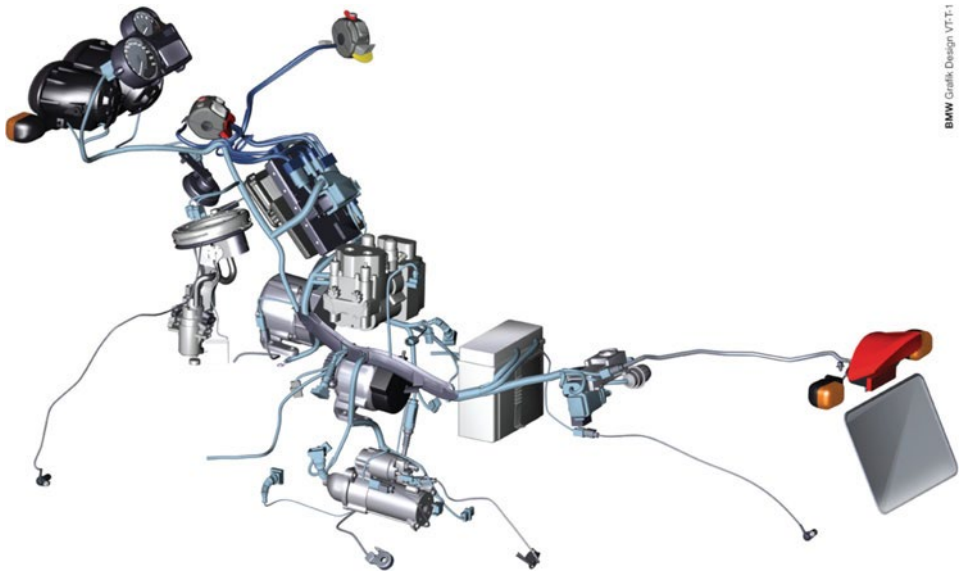


Abb. 12.5 CAN-Bus-Verkabelung der BMW R1200GS (2004)

genannte Identifier), an denen der entsprechende Empfänger „seine“ Daten erkennen kann. Damit sind auch Signalkollisionen ausgeschlossen.

Die Daten sind hierarchisch organisiert und priorisiert, was ebenfalls durch die Identifier gekennzeichnet wird. Wichtige und sich schnell ändernde Steuerungs-Daten, wie zum Beispiel ABS-Signale oder Daten für die Motorelektronik, haben in der Übermittlung Vorrang vor reinen Anzeige-Daten oder vor Daten, die sich nur sehr langsam ändern (wie z. B. Die Wassertemperatur). Priorisierte Signale (z. B. vom ABS) können in Echtzeit übertragen werden. Alle Informationen werden seriell (meist mehrfach hintereinander) als codierte Daten-Pakete von den Steuergeräten auf die Leitung geschickt. Die Digitalisierung erfolgt mittels unterschiedlicher Spannungspegel. Die Informationsmenge sowie die Übertragungsgeschwindigkeit und Übertragungskapazität sind bei heutigen CAN-Bus-Systemen mit Kupferkabeln zwar limitiert, kommen bei Motorrädern aber auch in Zukunft noch nicht an ihre grundsätzlichen Grenzen.

Da Daten keinen spezifischen Adressaten haben, lassen sich in ein CAN-Bus-System zusätzliche Komponenten nachträglich relativ einfach und ohne aufwändige Signalverkabelung integrieren. Notwendig ist dafür allerdings eine „Anmeldung“ im System, wozu es spezieller Geräte und Software bedarf, über die in der Regel nur die Fachwerkstatt verfügt. Die Diagnosemöglichkeiten werden durch ein Bussystem erheblich erweitert, weil alle Signale in der Busleitung zur Verfügung stehen. Damit ist ein zentraler Diagnosezugriff auf alle Steuergeräte, Verbraucher und Sensoren möglich. Bei Ausfall von Bauteilen hat das aufgrund des dezentralen Zugriffs jeder Komponente auf die Daten oft nur lokale Auswirkung; die Funktion des Gesamtsystems und anderer Komponenten bleibt meist erhalten.

Wegen der linearen Verbindung mit seinen Abzweigungen zu den Steuergeräten und der Tatsache, dass alle Signale auf *„einer Leitung"* liegen, wird der CAN-Bus manchmal irreführend und falsch als „Ein-Leitungssystem" (*Single-Wire-System*) bezeichnet. Physisch ausgeführt ist ein CAN-Bus *immer* als paarweise verdrillte Leitung aus mindestens 2 Kabeln. Nur so ist die notwendige Signalgüte und Störsicherheit zu gewährleisten. Da der CAN-Bus ein reines Netzwerk für Daten ist, bedarf es weiterhin noch der separaten Kabel zur Bereitstellung der Bordspannung von 12 V und zur Übertragung der elektrischen Energie zu den Endverbrauchern (Licht, Signalhorn, etc.). Damit hat also auch ein elektronisches Steuergerät immer 2 Pole für die 12 V Spannungsversorgung, mindestens 2 Anschlüsse für die CAN-Bus-Leitung und in der Regel geschaltete Bordspannungen mit der Ausgangsleistung für angeschlossene Verbraucher. Hinzu kommt meist noch eine Steuerleitung, um das Steuergerät aus einem Ruhezustand (für minimierten Ruhestromverbrauch bei abgeschalteter Zündung) „aufzuwecken".

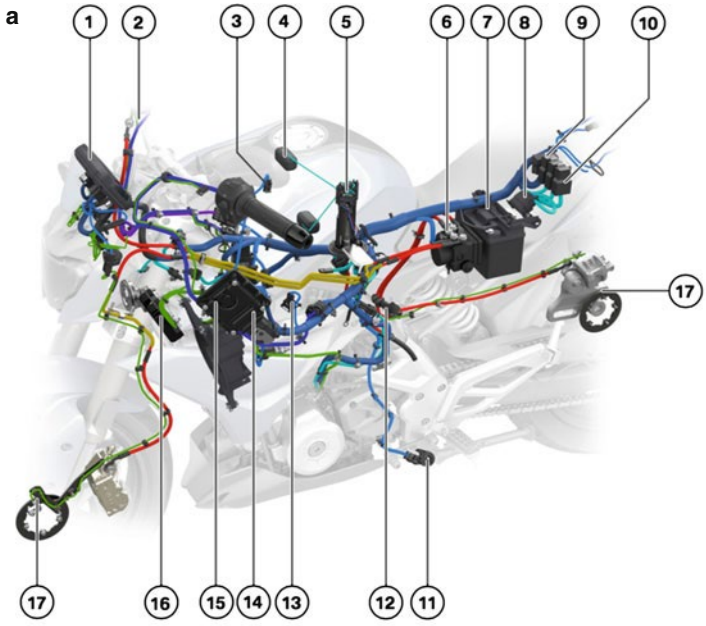
Abb. 12.5 zeigt in einer Grafik die Verkabelung der BMW R1200GS von 2004, die in CAN-Bus-Technologie ausgeführt ist und grundsätzlich auch aktuell noch so zum Einsatz kommt.

Für Motorräder der unteren Preisklasse sind die Kosten für ein komplettes CAN-Bus-Bordnetz zu hoch. Dort verwendet man den CAN-Bus nur zur Verbindung der elektronischen Steuergeräte (Instrumenten-Kombi, Motor-Elektronik und ABS) und integriert die übrigen Komponenten (Scheinwerfer, Blinker, Hupe etc.) über ein konventionelles Leitungssystem, Abb. 12.6.

Das Blockschaltbild zeigt schematisch diese Integration der konventionellen Bauteile; *diskret* bedeutet in dieser Grafik, dass die entsprechenden Elemente mit separaten elektrischen Leitungen auf herkömmliche Weise ohne Elektronik verschaltet sind und betätigt werden.

Am Beispiel der benötigten Daten, die das Instrumentenkombi und das Motorsteuergerät benötigen, wir der große Vorteil eines CAN-Bus sehr deutlich: Um den Motor starten zu können und für den späteren Betrieb, braucht die Motorsteuerung als Eingangsgrößen u. a. die Motordrehzahl, die Drosselklappenstellung, die Getriebeposition (Leerlaufstellung), das Signal des Kupplungsschalters, die Motortemperatur usw.. Das Instrumentenkombi benötigt ebenfalls die Motordrehzahl, die Motortemperatur und die Getriebeposition für den Drehzahlmesser und die Kontrollleuchten. Sollen auch der Kraftstoffverbrauch und die Reichweite angezeigt werden, braucht das Instrumentenkombi weitere Informationen aus der Motorsteuerung, wie z. B. die Einspritzdauer. Auf einer CAN-Bus-Verbindung können alle Signale als Datenpakete über die gemeinsame Daten-Leitung zur Verfügung gestellt werden. Bei konventioneller Verkabelung hingegen, müssten alle Signale einzeln über separate Kabel zu beiden Komponenten hingeführt werden, was ein erheblicher Verkabelungsaufwand wäre.

In den aufwändigeren CAN-Bus-Systemen werden die meisten Verbraucher (z. B. Licht, Blinker, heizbare Handgriffe etc.) über eine zentrale Steuerungseinheit (*ZFE = zentrale Fahrzeug Elektronik*) ein- und ausgeschaltet und über Leistungsausgänge mit Strom versorgt. Die Steuersignale bekommt die ZFE über den CAN-Bus und über ihre Eingänge, an die Lichtschalter, Blinkerschalter, Sensoren oder auch Bremslichtschalter usw. angeschlossen sind. Natürlich sind dafür weiterhin Kabel nötig. Da aber bei den Schaltern nur Steuer-



1. I-Kombi
2. Kombischalter (rechts)
3. Ansauglufttemperatursensor
4. Hebelgeber für Erfassung der Füllstandsmenge
5. Kraftstoffördereinheit
6. ABS-Steuergerät
7. Batterie
8. Diagnosestecker
9. Sicherungskasten
10. Relais: Lüfter, Hauptrelais, Starterrelais
11. Seitenstützenschalter
12. 12-Volt-Steckdose (Sonderzubehör)
13. Kühlmitteltemperatursensor
14. Motorsteuergerät
15. Kombischalter (links)
16. Spannungsregler
17. Radrehzahlsensoren

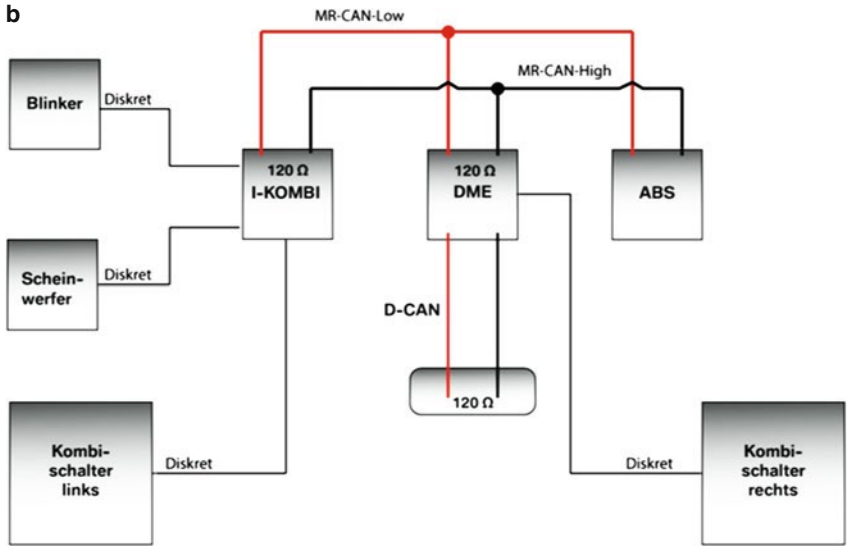


Abb. 12.6 Kombiniertes Bordnetz (konventionell/CAN) der BMW G310

ströme benötigt werden, können dünnere Leistungsquerschnitte verwendet werden und die Kabellängen zu den Verbrauchern werden kürzer, wenn nicht Kabel durch das gesamt Motorrad geführt werden müssen. Das spart Kosten und Gewicht, und es vereinfacht die Kabelverlegung im Fahrzeug.

Ein weiterer Vorteil ist die Überwachungsmöglichkeit von Stromkreisen und die Reduzierung der Anzahl von herkömmlichen Schmelzsicherungen. Ist zum Beispiel die Rücklichtbirne durchgebrannt, erkennt die ZFE, dass in dem Stromkreis kein Strom mehr fließt und sendet über den CAN-Bus ein Warnsignal für die Anzeige im Instrumentenkombi. Fließt aufgrund eines Kurzschlusses ein unzulässig hoher Strom, schaltet die ZFE den entsprechenden Leistungs-Stromkreis einfach ab. Erkannte Fehler werden zudem im Fehlerspeicher des Geräts abgelegt und können später in der Werkstatt zur Analyse ausgelesen werden. Bei jedem Start durchlaufen alle Stromkreise einen Diagnosezyklus, in dem geprüft wird, ob der Fehler noch vorliegt. Entsprechend reagiert die Elektronik mit Warnung, Abschalten oder Wieder-Inbetriebnahme des zuvor fehlerhaften Stromkreises.

All diesen Vorteilen steht natürlich ein höherer Aufwand für die Steuergeräte und Komponenten gegenüber, denn sie benötigen neben ihrer eigentlichen elektrischen Funktion eine zusätzliche Elektronik für die Interpretation und Zuordnung der Steuerungssignale aus dem Bussystem. Teilweise kompensiert werden diese Mehrkosten durch die erheblichen Vereinfachungen im Kabelbaum. Ohnehin wäre aber die hohe Komplexität, wie sie heutige Hochleistungsmotorräder mit ihren umfangreichen elektronischen Regelungssystemen aufweisen, mit einem konventionellen Bordnetz nicht mehr sinnvoll darstellbar.

Zum Bordnetz und zum Kabelbaum gehören auch die lösbaren Steckverbindungen, die aus Montagegründen und für einen einfachen Tausch bei eventuellen Bauteildefekten unverzichtbar sind. Schadhafte Steckverbindungen und mangelhafter Kontakt sind mit Abstand die häufigste Ursache für Fehlfunktionen „der Elektronik“; die Ausfallrate der elektronischen Komponenten selbst ist äußerst gering und in der Fehler- und Pannenhäufigkeit vernachlässigbar klein. Für höchste Zuverlässigkeit des elektrischen Systems, werden an daher an die Steckverbindungen im Motorrad sehr hohe Anforderungen gestellt. Sie müssen hohen Vibrationen standhalten und gegen alle möglichen Umwelteinflüsse resistent sein, also gegen Schmutz, Öl, Salzwasser, Motoröl, Reinigungsmittel und UV-Strahlung, um die wesentlichen Faktoren zu nennen. Mindestens konstruktiv müssen alle Verbindungen gegen Spritzwasser geschützt sein, viele Stecker werden mittels Gummidichtungen und Einzelader-Dichtungen komplett wasserdicht ausgeführt. Bei wichtigen und sicherheitsrelevanten Verbindungen (ABS, Motorelektronik) müssen diese sogar gegen das Eindringen von heißem Druckwasser (Dampfstrahler) ausgeführt sein.

Für die Kontakte werden als Basismaterial klassische Kupferlegierungen (Bronze, Messing) und in neuerer Zeit Kupfer-Nickel-Silizium-Legierungen verwendet. Zum Korrosionsschutz und zur Senkung der Übergangswiderstände sind die Kontakte galvanisch beschichtet. Je nach Strombelastung, Signalpegel, Steckhäufigkeit, Umweltbelastung und weiterer Kriterien werden als Beschichtungsmaterialien Zinnlegierungen, Silber und sogar Gold eingesetzt. Die Kontaktkräfte müssen genau definiert und toleriert sein, um einerseits sicheren Kontakt und geringen Übergangswiderstand für den Stromfluss zu gewährleisten, andererseits aber hinreichend kleine Steckkräfte beim Fügen und Trennen zu haben, damit



Abb. 12.7 Abgedichtete Steckverbindung (Fa. Tyco)

Beschädigungen bei der Montage vermieden werden. Um unbeabsichtigtes Lösen von Steckverbindungen im Fahrbetrieb zu verhindern haben alle Stecker Verrastungen oder sogar mechanisch betätigte Verriegelungsmechanismen. Steckverbinder bei modernen Motorrädern sind also alles andere als einfache und billige Massenteile sondern hochwertige Verbindungselemente von darauf spezialisierten Herstellern, in denen sehr viel Know-how und Erfahrung steckt. Abb. 12.7 zeigt Steckverbindungen, wie sie heutzutage in Motorrädern verwendet werden.

12.4 Sensorik

Kein modernes Motorrad kommt heute ohne umfangreiche Sensorik aus.[2] Sensoren messen Zustände im Fahrzeug bzw. von Aggregaten und erzeugen Informationen, die von der nachgeschalteten Elektronik ausgewertet werden. Allein für die Regelsysteme der Abgasreinigung bedarf neben der Lambdasonde im Abgasstrom (Messung des Sauerstoffgehalts im Abgas als repräsentative Größe für die Gemischzusammensetzung) noch eines Temperatursensors für die Ansaugluft, eines weiteren Temperatursensors für die Motortemperatur und der Messung des Umgebungs-Luftdrucks. Für Fahrwerks-Regelsysteme benötigt man Drehzahlsensoren an beiden Rädern, Drucksensoren in der Bremshydraulik (ABS) und mehrachsige Beschleunigungssensoren zur Erfassung der Fahrzeuglagen und Bewegungen. Allen Sensoren für Motorräder ist gemeinsam, dass sie ähnlich wie die Steckverbindungen hohe Beschleunigungen (direkte Motorvibrationen oder angeregte Schwingungen von Bauteilen) aushalten müssen und gegen vielfältige weiter Umweltfaktoren wie Feuchtigkeit, Temperaturwechsel, Motoröl, Reinigungsmittel und Schmutz dauerhaft geschützt werden müssen. Viele Sensoren müssen auch unempfindlich gegen elektromagnetische Einstrahlungen sein. Die diesbezüglichen Anforderungen sind in vielen Fällen wegen der freien und oft völlig ungeschützten Anordnung in Motorrädern deutlich höher als beim Automobil. Aus Platz- aber auch ästhetischen Gründen müssen die Sensoren klein sein und sollten farblich der Umgebung angepasst sein. Auf Wirkprinzipien und Detailfunktionen aller Sensoren im Motorrad einzugehen, würde den Rahmen dieses Buches bei weitem sprengen. Die wichtigsten Sensortypen und ihre Arbeitsprinzipien sollen jedoch etwas näher betrachtet werden.

[2] Für die fachlichen Beiträge und Unterstützung für dieses Kapitel bedanke ich mich sehr herzlich bei Herrn Matthias Moerbe, der bei der Robert Bosch GmbH im Unternehmensbereich Mobility Solutions auf dem Gebiet der Sensorsysteme für Motorräder tätig ist. Das Bildmaterial wurde von Bosch dankenswerterweise zur Verfügung gestellt.

Abb. 12.8 Kühlmittelsensor (BOSCH Group)



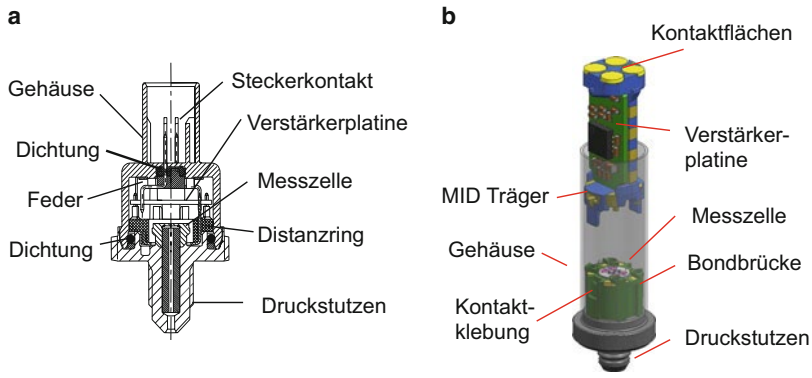


Abb. 12.9 Drucksensoren (BOSCH Group) **a** kombinierter Druck- und Temperatursensor **b** ABS-Hochdrucksensor

Grundsätzlich unterschieden wird zwischen *aktiven* und *passiven* Sensoren. Passive Sensoren erzeugen das Ausgangssignal durch ihr Wirkprinzip selber (z. B. induktive Drehzahlsensoren), während aktive das Ausgangssignal intern verstärken und aufbereiten. Die Informationen werden zu den angeschlossenen Systemen analog oder digital übertragen.

Mit das größte Einsatzspektrum haben Sensoren, die auf dem Prinzip der Widerstandsänderung basieren. An diese Sensoren muss eine elektrische Spannung angelegt werden (aktiver Sensor), die sich dann mit dem Widerstandswert (*Ohm'sches Gesetz*) ändert und als Signal ausgewertet wird. Nachfolgend die wichtigsten Anwendungsfelder.

Temperatursensoren: Diese werden u. a. zur Messung der Ansaug- und Umgebungslufttemperatur oder von Kühlwasser- und Öltemperaturen verwendet. Zur Verwendung kommen Halbleiter-Elemente mit negativem Temperarturkoeffizienten (NTC-Widerstände), deren Stromleitung und damit Widerstand mit steigender Temperatur abnimmt. Das eigentliche Messelement, der NTC-Widerstand, ist für Wasser- und Oltemperatursensoren in einem gut wärmeleitenden Metallgehäuse (Aluminium oder Messing) untergebracht und mit einem Befestigungsgewinde und einem Steckeranschluss versehen, Abb. 12.8.

NTC-Widerstände werden für Messung niedriger Temperaturen bis ca. 200 °C eingesetzt.

Drucksensoren: Häufigste Bauart sind Piezo-Widerstände (piezoresistive Sensoren), das sind Halbleitermaterialien, die ihren elektrischen Widerstand ändern, wenn sie Drücken/Kräften ausgesetzt sind. Den Aufbau zeigt Abb. 12.9a in der Ausführung eines kombinierten Druck- und Temperatursensors.

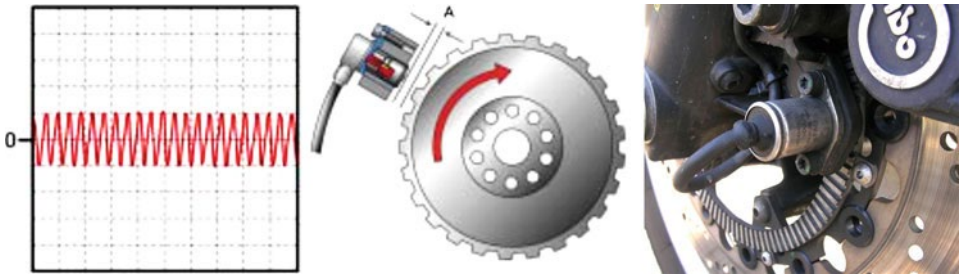


Abb. 12.10 Induktiver Drehzahlsensor – Wirkprinzip und Einsatz in älteren ABS-Systemen

Für ABS-Bremssysteme werden Hochdrucksensoren eingesetzt, bei denen die Widerstandsstruktur auf eine Metallmembran aufgedampft ist. Der Membrankörper wird mit dem Sensorgehäuse hermetisch verschweisst, Abb. 12.9b.

Drehzahlsensoren: Drehzahlsensoren erfüllen elementare Aufgaben bei modernen Motorrädern. Im Motor erfassen sie die Drehzahl der Kurbelwelle im Motor, was eine unabdingbare Messgröße für das Einspritzsystem ist. Bei den Rädern ist ihr Drehzahlsignal die wichtigste Eingangsgröße für die ABS-Regelung. Aus dem Gradienten von Drehzahländerungen gewinnt die Auswerte-Elektronik des ABS die Informationen für die Erkennung einer Blockiergefahr für die Räder. Wegen schnellen Messwertänderungen bei der Drehzahl muss die Auflösung des Messsignals hoch sein und das Messsystem muss schnell und verzögerungsfrei arbeiten. Für die Drehzahlerfassung bei Motorrad kommen passive und aktive Sensortypen zum Einsatz. Beispiele dafür sind induktive Sensoren, Hallgeber und Sensoren nach dem AMR-Prinzip. Für moderne ABS- und Motorsteuerungssysteme werden heute ausschließlich aktive Sensoren eingesetzt.

Induktive Sensoren nutzen den physikalischen Effekt der elektromagnetischen Induktion, der entsteht, wenn in einem Magnetfeld periodische Änderungen des magnetischen Flusses auftreten. Anhand von Abb. 12.10 kann dieser Effekt und die Funktion eines solchen Drehzahlsensors erklärt werden.

Der Sensor ist in einem geringen Abstand zu einem mit Zahnsegmenten versehenen Polrad angeordnet. Der Sensor trägt in seinem Inneren einen Polstift, der mit einem Dauermagneten verbunden ist, dessen Magnetfeld bis in das Polrad hineinreicht. Der Polstift selber ist mit einer Wicklung aus Kupferdraht (Spule) umgeben. Bei Drehung des Polrades bewirken die Zahnsegmente eine periodische Änderung des Magnetfeldes, wodurch in der Spule eine von der Drehzahl abhängige Wechselspannung erzeugt (induziert) wird. Diese kann als Signal für die Drehzahl ausgewertet werden. Ein Nachteil dieses Sensors ist, dass sein Spannungssignal abhängig vom Abstand zum Polrad ist. Bei zu großem Abstand wird das Signal schwach bzw. fehlerhaft und kann nicht mehr zuverlässig ausgewertet werden. Ein zweiter Nachteil ist, dass eine Mindestdrehzahl erforderlich ist, damit überhaupt ein auswertbares Spannungssignal erzeugt wird. Bei niedrigen Drehzahlen sind die Spannungsamplituden sehr klein, wodurch die Signalauswertung störanfällig oder nicht mehr möglich wird. Eine Drehzahlerfassung direkt ab dem Stillstand ist nicht möglich.

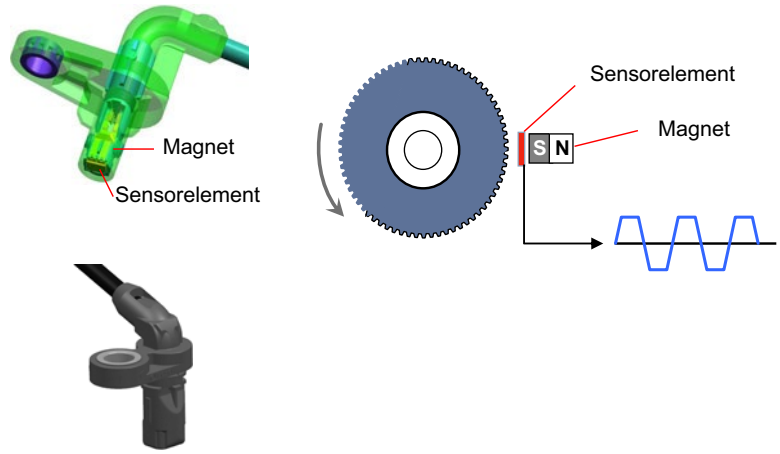


Abb. 12.11 ABS Raddrehzahlsensor (BOSCH Group)

Hallsensoren (benannt nach dem Entdecker *Edwin Hall*) nutzen den Effekt, dass es in spezifischen stromdurchflossenen Halbleitermaterialien unter dem Einfluss von Magnetfeldern zu Ladungstrennungen kommt. Daraus resultiert eine Ausgangsspannung (*Hallspannung*), die proportional zum Magnetfeld ist. Das Besondere ist, dass diese Hallspannung auch bei konstantem Magnetfeld im Halbleiter erzeugt wird, es also keiner Relativbewegung bedarf. Damit können im Gegensatz zu induktiven Sensoren Drehzahlen ab Stillstand gemessen werden. Hallsensoren können auch die Drehrichtung unterscheiden (induktive Sensoren nicht), was bei ausgefeilten Fahrdynamik-Regelungssystemen ein großer Vorteil ist. Zudem liefern diese Sensoren auch bei größeren Streuungen des Abstands zum Sensorrad noch eine genügende Signalqualität.

Die Wirkungsweise und eine Anwendung des Hall-Prinzips für eine Drehzahlmessung eines Rades bei neuzeitlichen ABS-Systemen zeigt Abb. 12.11. Ein Sensorrad mit seinen Zahnsegmenten beeinflusst das Magnetfeld im Sensor. Daraus ergibt sich das dargestellte Spannungssignal, welches als Maß für die Drehzahl ausgewertet werden kann.

Um die Robustheit zu erhöhen und die Fertigung zu vereinfachen, werden heutzutage die Geberräder als einfache Ringe aus gestanztem Stahl ohne integrierte Magnete ausgeführt, Abb. 12.12. Bei dieser Bauart erzeugt der Sensor selbst durch eine integrierte Elektronik das Magnetfeld. Durch dieses Magnetfeld läuft der Ring mit seinen „Fenstern“, wodurch sich der magnetische Fluss periodisch ändert und das Spannungssignal im Hallsensor erzeugt wird. Neben dem Hallprinzip werden auch Sensoren nach dem AMR-Prinzip (Anisotropic Magneto Resistiv) eingesetzt. Bei diesem Prinzip wird nicht die Feldstärkenänderung ausgewertet, sondern die Änderung der Feldrichtung. In beiden Fällen ist im Sensor hinter dem Messelement ein Dauermagnet eingebaut. In Abb 12.11 ist das dargestellt. Das vor dem Sensorelement vorbeilaufende Geberrad ändert die Feldstärke so, dass sie bei einem Zahn größer wird und bei einer Lücke kleiner. Eine Auswerteelektronik



Abb. 12.12 ABS Raddrehzahlsensor (BOSCH Group)

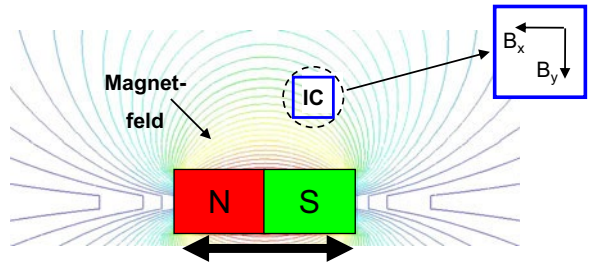


Abb. 12.13 Linearer Hall-Wegsensor (BOSCH Group)

verstärkt das Signal und gibt es als Rechteckspannung aus. Das Geberrad kann als Zahnrad oder Blechstanzteil wie in Abb 12.12 ausgeführt sein.

Hallgeber werden auch zur Positions- und Lagebestimmungen benutzt, so zum Beispiel am Motor zur Bestimmung der Winkellage von Kurbel- und Nockenwellen oder als Zündimpulsgeber, oder im Fahrwerk als lineare Wegsensoren für Regelsysteme, Abb. 12.13.

Sobald der Magnet am Hallsensor vorbeiläuft entsteht die Hallspannung im Sensor und dieser Spannungsimpuls bewirkt über die nachgeschaltete Elektronik im Zündsteuergerät die Auslösung des Zündfunkens.

Beschleunigungssensoren: Diese Sensoren werden im Motorrad immer wichtiger für den Einsatz von Sicherheits- und Fahrdynamik-Regelungssystemen (Kurven-ABS, Antriebsschlupfregelung). Mit Hilfe von Beschleunigungs- und Drehratesensoren können dynamische Lageänderungen und Bewegungen des Motorrads erfasst werden, wie zum Beispiel der Schräglagenwinkel. Beschleunigungssensoren basieren auf dem Newton'schen Grundgesetz der Mechanik: *Kraft = Masse × Beschleunigung.* Jede Änderung einer Bewegung eines Körpers hat eine Krafteinwirkung als Ursache und diese Kraft resultiert aus einer Beschleunigung, die dieser Körper (seine Masse) erfährt. Mittels einer Kraftmessung lässt sich also die Beschleunigung ermitteln. Jeder Beschleunigungssensor trägt daher in sich eine Masse, die auf eine Kraftmesseinrichtung wirkt. Da der physikalische Zusammen-

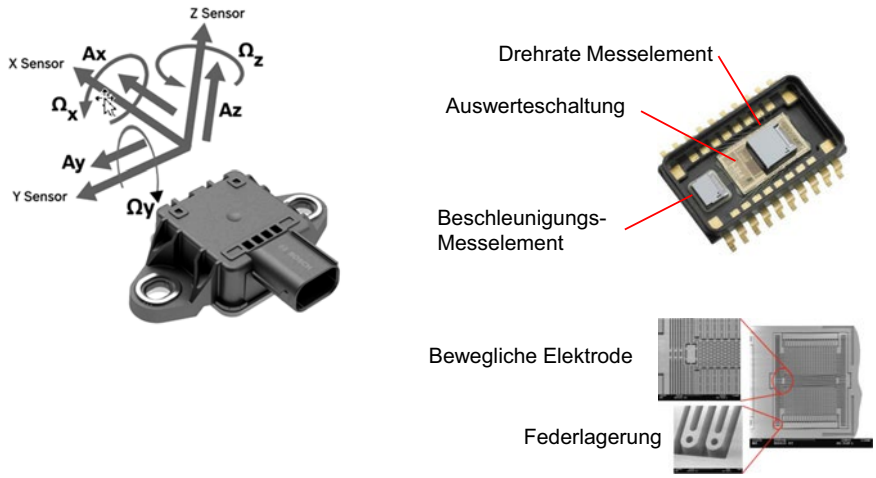


Abb. 12.14 Sechsachsiger Beschleunigungs- und Drehrate-Sensor (BOSCH Group)

hang grundsätzlicher Natur ist, kann die Masse beliebig klein sein, solange die Kraftmessung hinreichend empfindlich ist.

Man verwendet winzige Siliziumstäbchen, die eine kleine Masse darstellen und sich durch eine spezielle Gestaltung unter Einfluss der Beschleunigung federnd verbiegen (Feder-Masse-System). Sie bilden zusammen mit einer festen Gegenelektrode einen kleinen Kondensator. Mit der Auslenkung ändert sich die Kapazität des Kondensators, dieses wird in einer elektronischen Schaltung ausgewertet und bildet das Messsignal für die wirkende Beschleunigung.

Durch die Anordnung mehrerer Sensoren mit unterschiedlicher Ausrichtung, können Beschleunigungen in mehreren Achsrichtungen zugleich erfasst werden; spezielle Ausführungen können auch Winkelbeschleunigungen messen (Gyroskope). Bei einem solchen Sensorelement wird eine federnd gelagerten Struktur elektrostatisch zur Schwingung angeregt. Auf dieser Struktur befinden sich Beschleunigungssensoren die bei einer Drehbewegung ein Signal erzeugen. Die Kraft, die diese Änderung bewirkt nennt man Corioliskraft. Bei all diesen Sensoren sind die Messelemente gemeinsam mit der Elektronik auf einem Halbleiterchip angeordnet und als integrierter Schaltkreis in einem Gehäuse untergebracht, Abb. 12.14. Durch die Miniaturisierung sind diese Sensoren sehr schnell und zugleich äußerst robust. Die Massenfertigung hat die Preise auf ein Niveau gebracht, das eine Anwendung in Motorrädern wirtschaftlich verträglich macht.

12.5 Lichttechnik – Scheinwerfer und Leuchten

Neben der selbstverständlichen Erfüllung der gesetzlichen Vorschriften, kommt dem Licht, insbesondere dem Frontscheinwerfer eine wichtige Bedeutung hinsichtlich der Sicherheit, aber auch bezüglich Design und Wiedererkennung zu. Hinsichtlich Ausleuchtung und Anordnung reglementiert sind der Frontscheinwerfer, das Rücklicht mit Bremsleuchte, die

Blinker und die Kennzeichenbeleuchtung. Für Tagfahrlicht, das zusätzlich oder auch nachträglich angebaut ist, gelten ebenfalls einige gesetzliche Bestimmungen, auf die an dieser Stelle aber nicht eingegangen werden soll.

Frontscheinwerfer

Gesetzlich vorgeschrieben ist bei Motorrädern das Vorhandensein von Standlicht, Abblendlicht und Fernlicht, dabei muss die Lichtfarbe Weiß sein. Alle 3 Lichtarten dürfen sich in einem Gehäuse befinden, die getrennte Ausführung von Abblend- und Fernlicht ist ebenfalls zulässig. Die unterste Kante des Reflektors darf beim Abblendlichts nicht tiefer als 500 mm über der Fahrbahn liegen, der höchste Punkt der leuchtenden Scheinwerferflächen darf nicht höher als 1200 mm sein. Die Scheinwerfer müssen einstellbar sein und dürfen sich nicht unbeabsichtigt verstellen. Sie müssen in 100 m Entfernung in Scheinwerfermitte eine Mindestbeleuchtungsstärke von 0,4 Lux aufweisen (alle Angaben § 50 StVZO). Die Bauart und technische Ausführung sind zwar nicht in jedem Detail vorgeschrieben, allerdings gibt es Vorgaben zur Vermeidung der Blendung entgegenkommender Verkehrsteilnehmer und weitere Vorschriften. Neben Sicherheitsaspekten wie der Erkennbarkeit und der Fahrbahnausleuchtung geht es bei den gesetzlichen Vorschriften für den Frontscheinwerfer auch um die eindeutige Wiedererkennbarkeit des Fahrzeugtyps bei Nacht (Signalbild). Deshalb müssen, falls Doppelscheinwerfer verwendet werden, diese so nah beieinander stehen, dass ihr Signalbild aus der Entfernung eindeutig einem Einspurfahrzeug (ein zentrales Licht in der Mitte) zugeordnet werden kann. Für tieferes Wissen sei an dieser Stelle auf die Gesetzestexte verwiesen, die sich ganz oder auszugsweise u. a. auf den Internetseiten der Prüfinstitute (TÜV, DEKRA, usw.) finden lassen.

In seiner einfachsten Form, die aber bei modernen Motorräder kaum noch verwendet wird, besteht der Frontscheinwerfer aus einer Glühlampe als Leuchtmittel, einem parabolischen Reflektor und einer geriffelten Streuscheibe zur Verteilung des Lichts. Eine asymmetrische Ausbildung des Lichtkegels bei Abblendlicht, bei der (in Ländern mit Rechtsverkehr) der rechte Fahrbahnrand weiter und besser ausgeleuchtet wird, ist seit Jahrzehnten Standard. Als Leuchtmittel werden Halogenlampen eingesetzt, in Kombinationsscheinwerfern (Abblend- und Fernlicht in einem Gehäuse) die H4-Lampe mit 2 Glühwendeln und bei getrennten Scheinwerfern für Abblend- und Fernlicht werden H7 Lampen verwendet.

Heute ist die übliche Bauform für Glühlampen-Scheinwerfer entweder der Freiform-Reflektor in Verbindung mit einer klaren Scheibe oder der Projektionsscheinwerfer mit einem Linsensystem. Der Freiform-Reflektor besteht aus einer Vielzahl von zusammengesetzten Einzelflächen, die keiner geschlossenen mathematische Regelfläche mehr entsprechen. Mit diesen computerberechneten Flächen erfolgt die Lichtverteilung und es gelingt eine viel genauere Anpassung des Lichtkegels an die Erfordernisse. Die Lichtausbeute ist besser als bei den früher gebräuchlichen Parabolreflektoren mit Streuscheibe. Diese Scheinwerfer-Bauart kann zudem weitgehend frei an die Konturlinien und die Oberflächengestalt der Verkleidung angepasst werden und gibt damit den Designern erheblich höhere Freiheiten in der Formgestalt einer Verkleidungsfrontfläche, Abb. 12.15. Die Klarscheibe besteht entweder aus Glas oder aus Kunststoff (Polycarbonat), der etwas kratzemp-



Abb. 12.15 Verschiedene konventionelle Frontscheinwerfer (Glühlampen) (a–c. BMW/Arnold Debus, d. Yamaha)

findlicher aber dafür erheblich leichter und preisgünstiger ist. Projektionsscheinwerfer erzeugen die gewünschte Lichtverteilung über eine Linse vor der Lampe, die durch ihre Geometrie im Zusammenspiel mit der Lampe die gewünschte Ausleuchtung erreicht.

Neuere Entwicklungen, die sich bei Motorrädern etablieren, sind Xenon- und LED-Scheinwerfer. Beim Xenon-Licht werden im Scheinwerfer Gas-Entladungslampen eingesetzt, Abb. 12.16**.** Bei ihnen brennt zwischen zwei Wolframelektroden innerhalb der Lampe ein Lichtbogen, der in Verbindung mit der Xenon-Edelgasfüllung ein sehr intensives, helles, bläulich-weißes Licht abgibt. Damit beim Einschalten der Lampe der Lichtbogen zündet, muss über ein elektronisches Vorschaltgerät zunächst ein Hochspannungsimpuls von bis zu 25.000 V erzeugt werden, danach regelt das Vorschaltgerät den Strom so, dass eine konstante Leuchtdichte erreicht wird. Xenon-Lampen erreichen ein Mehrfaches der Lebensdauer herkömmlicher Glühlampen, so dass ein Lampenwechsel in der Regel höchstens ein- oder zweimal innerhalb der üblichen Lebensdauer eines Motorrads vorgenommen werden muss. Wegen der aufwändigeren Technik und der Notwendigkeit einer elektronischen Steuerung und einer Hochspannungserzeugung sind Xenon-Scheinwerfer erheblich teurer als herkömmliches Glühlampenlicht.

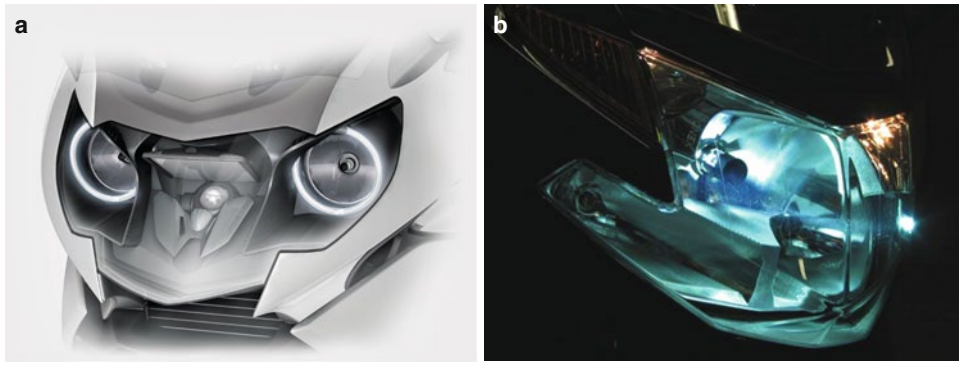


Abb. 12.16 Xenon-Scheinwerfer (BMW K1600GT/GTL)

Gemeinsamer Nachteil von Glühlampen und von Gas-Entladungslampen (Xenonlicht) ist der hohe Wärmeanfall. Letztlich sind beide Wärmeerzeuger, bei denen die Lichtemission physikalisch gesehen nur ein Nebeneffekt ist. Die hohe Wärmeabgabe dieser Lampen erfordert hitzebeständige (teure) Kunststoffe und eine ausgeklügelte Wärmeabfuhr innerhalb der Scheinwerfer, um die dauerhaft zuverlässige Funktion von Kabeln, Steckern und Abdichtungen sicherzustellen.

Deutlich besser in dieser Beziehung sind LED-Scheinwerfer. Licht emittierende Halbleiter (Leuchtdioden) sind in der Elektronik seit Jahrzehnten bekannt, doch gelang es erst in neuerer Zeit, die Leuchtdichte so weit zu erhöhen, dass sie für Scheinwerfer eingesetzt werden können. Das vorgeschriebene weiße Licht geben herkömmliche Leuchtdioden nicht ab, es kann aber durch das Zusammenspiel mit einem fluoreszierenden Leuchtstoff erzeugt oder durch additive Farbmischung der drei Primärfarben Rot, Grün und Blau dargestellt werden. In neuester Zeit ist es aber gelungen, auch direkt weißes Licht mit LED zu erzeugen. Da die Lichtabgabe einer einzelnen Leuchtdiode vergleichsweise klein ist, müssen für Lichtanwendungen im Kraftfahrzeug eine Vielzahl von Leuchtdioden gebündelt und gemeinsam mit optischen Elementen (kleine Linsen, Streuscheiben Reflektoren) in Modulen zusammengefasst werden, Abb. 12.17**.**

Auch hier schreitet die Entwicklung rasch voran und die Leuchtdichte der einzelnen Dioden wird immer besser. Obwohl prinzipiell der Wirkungsgrad einer Leuchtdiode hoch ist, bedarf es auch hier einer intensiven Wärmeabfuhr, weil Leuchtdioden für die Scheinwerferanwendung zur Verbesserung der Lichtausbeute mit erhöhtem Strom betrieben werden. Das senkt auch deren Lebensdauer, dennoch ist diese mit Werten von über 15.000 Stunden sehr hoch (ein Vielfaches eines normalen Motorrad„lebens“). Durch die Elektronik und ein Vorschaltgerät sind LED-Scheinwerfer noch deutlich teurer als konventionelle Bauarten und das Mehrgewicht beträgt mehr als 1,5 kg.

Die überwiegende Zahl von Motorradscheinwerfern ist starr montiert, wodurch die Kurvenausleuchtung extrem schlecht ist, zumal ein Motorrad durch die Schräglage bei

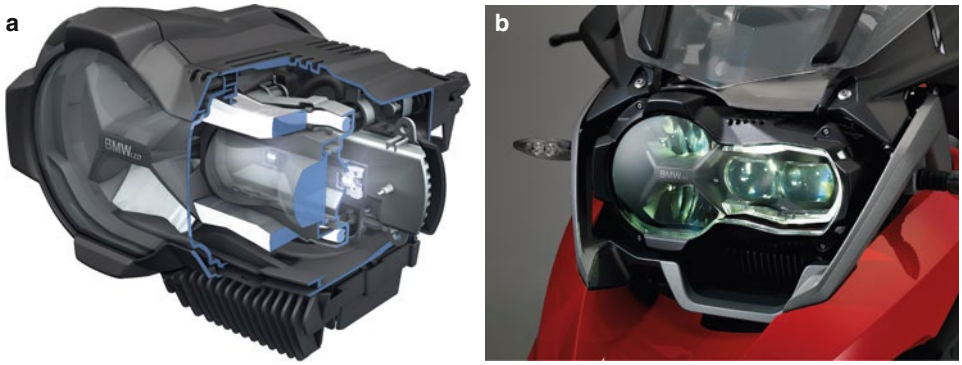


Abb. 12.17 LED-Scheinwerfer (BMW R1200GS)

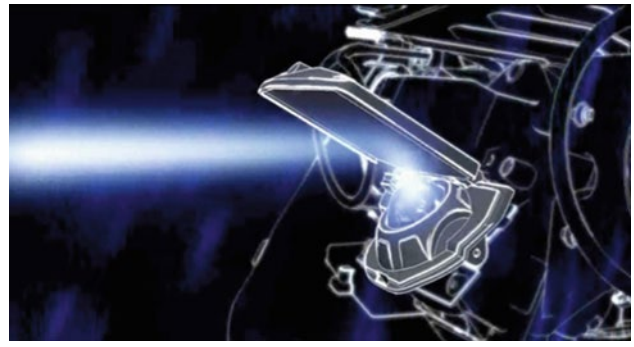


Abb. 12.18 Adaptives Kurvenlicht (BMW K1600GT/GTL)

Kurvenfahrt prinzipiell nicht in die Kurve hineinleuchten kann. Grundsätzlich könnte der Scheinwerfer zwar beweglich ausgeführt und sein Lichtkegel der Kurve nachgeführt werden, was beim PKW bereits bei manchen Modellen eingeführt ist. Da bei Motorrädern der Lenkeinschlag aber nicht nur sehr klein, sondern aufgrund der Fahrdynamik auch „entgegengesetzt“ zur Kurve erfolgt, ist er als Steuerungsgröße ungeeignet. Die Steuerung müsste schräglagenabhängig erfolgen, was mittels direkter Steuerung einen erheblicher Aufwand darstellen würde. BMW Motorrad hat dieses für die K1600-Modelle mit dem adaptiven Kurvenlicht elegant mit Hilfe eines Spiegelsystems gelöst. Ein beweglicher Spiegel über der Projektionslinse des Xenonlichts lenkt den Lichtstrahl bei Kurvenfahrt ab. Er wird schräglagenabhängig so gesteuert, dass der Lichtkegel in die Kurve hineinleuchtet, Abb. 12.18. Die Schräglage wird dabei von der gleichen Sensorbox ermittelt, die auch die Daten für die Traktionskontrolle erfasst. Neben der Schräglage und der Kurvenausleuchtung reguliert Lichtsystem auch die Leuchtweite bei unterschiedlicher Beladung sowie beim Beschleunigen und Bremsen. Dazu ist auch die Projektionslinse beweglich ausgeführt.

Rückleuchten und Blinker
Bei Rückleuchten und Blinker setzen sich LED-Versionen immer mehr durch. Neben Designgründen und der Tatsache, dass sie als „modern“ angesehen werden, sprechen der geringere Stromverbrauch und die lange Lebensdauer für die LED-Technologie bei diesen Bauteilen. Dennoch werden auch noch herkömmliche Leuchten mit Glühlampen eingesetzt.

12.6 Instrumentierung, Infotainment und Connectivity

Bei der Instrumentierung haben digitale Instrumentenpanels auf breiter Front die analogen, elektromechanischen Zeigerinstrumente abgelöst. Neben den Vorteilen der Programmierung von Anzeigen und der Vielfalt von Anzeigenmöglichkeiten sind diese elektronischen Einheiten auch erheblich leichter und flacher als herkömmliche Instrumente, was ihre Unterbringung wesentlich erleichtert. Selbstverständlich ermöglicht die Digitaltechnik weiterhin eine analoge Anzeige mit Rundinstrumenten, was von vielen Herstellern und Kunden immer noch bevorzugt wird. Oft wird auch die analoge Anzeige durch ein LCD-Display für weitergehende Informationen ergänzt. Rein digitale LCD-Displays sind aber auf dem Vormarsch und im nächsten Schritt werden die preiswerteren LCD-Anzeigen fortschreitend durch größere TFT-Displays ersetzt, die auch farbige Darstellungen in höherer Auflösung ermöglichen. Grundsätzlich sind diese ähnlich wie ein Computerbildschirm frei programmierbar und erlauben ein beliebig gestaltetes Erscheinungsbild. Gesetzliche Auflagen erfordern jedoch immer die permanente Anzeigen der Fahrgeschwindigkeit und bestimmter Kontrollleuchten, wodurch die Freiheiten eingeschränkt sind. Zudem ist die Darstellung auf dem Display auch ein Design- und Identifikationsmerkmal für jeden Hersteller und jedes Motorrad, so dass fest definierte Anzeigen wohl auch in Zukunft die Regel bleiben werden. Abb. 12.19 zeigt ausgesuchte Beispiele von heute eingesetzten Instrumentenkombis und ein Beispiel eines TFT-Displays.

Das Instrumentenkombi ist inzwischen weit mehr als nur eine Anzeigeneinheit. Es enthält Speicher und Rechner und steht im CAN-Verbund mit den anderen Steuergeräten im Fahrzeug, mit denen es sich Aufgaben teilt. Zusammen mit der Motorsteuerung enthält es beispielsweise Funktionen, die für eine Wegfahrsperre benutzt werden. Die Integration von Navigationsanzeigen ist der nächste Schritt.

Infotainment und *connectivity*, d. h. die Vernetzung mit Smartphone und Internetdiensten gepaart mit Unterhaltungsangeboten, sind Features, die auch vor Motorrädern nicht mehr halt machen. Radio und Musikbereitstellung bis hin zu aufwändigen Soundsystemen haben bereits oder werden Einzug in Motorräder halten. Wenn man Motorradfahren als die ursprünglichste Form der motorisierten Fortbewegung ansieht, als Reduktion auf das Wesentliche und auf ein essentielles Fahr- und Naturerlebnis, dann mag man dieser Entwicklung zunächst skeptisch gegenüberstehen. Weitet man jedoch den Blick und schaut beispielsweise auf dünn besiedelte Flächenstaaten wie die USA mit der Notwendigkeit der Überwindung langer Strecken, dann bekommen Musik und Unterhaltung auf dem Motorrad durchaus ihren Sinn. In dichtbesiedelten Zentren (urbane Mobilität) wird auch sicher niemand den Sinn einer Koppelung von Navigationssystemen mit Internetdiensten und den sich eröff-



Abb. 12.19 Auswahl verschiedener Instrumenten-Kombis

nenden Möglichkeiten einer zum Beispiel verkehrsabhängigen Zielführung in Echtzeit anzweifeln.

Schon heute realisierbare Zusatzdienste wie eine zuverlässige dynamische Wetterprognose entlang der gewählten Lieblingsroute, Ausweichstrecken falls es regnet, oder vielleicht auch automatisierte Vorschläge verfügbarer Hotelzimmer entlang der Route mit Buchung „auf Knopfdruck“ wären Annehmlichkeiten, die man ganz sicher auch als traditioneller

Motorradfahrer schnell wird schätzen lernen. Eine Vernetzung erleichtert die gewünschte Kommunikation bei Gruppenausfahrten, und die Übertragung von Fahrzeugdaten auf das Smartphone oder den Computer zuhause und das Nachfahren von Strecken am Bildschirm mit Zuspielung beispielsweise von Schräglagenwinkel, Geschwindigkeit und anderer Daten aus dem Fahrzeug, könnten dem Nacherleben einer Tour zusätzliche Aspekte verleihen. Nicht zu vergessen ist, dass zukünftige Kunden, die von Kindesbeinen mit dem Internet aufgewachsen sind, umfassende Angebote aus der digitalen Welt voraussichtlich als unverzichtbar ansehen werden und diese auch bei Motorrädern als selbstverständlich erwarten. Kein Motorradhersteller wird sich dem dauerhaft verschließen können. Bereits in den nächsten Jahren wird man sehen, wie sehr wie diese Entwicklungen und neuen Möglichkeiten in die Motorrad-Erlebniswelt einfließen werden.

Part V
Karosserie, Ergonomie und Design

Design, Aerodynamik und Karosserieauslegung

13

Jürgen Stoffregen

Mittlerweile wird auch bei Motorrädern der aus dem Automobilbereich entlehnte Begriff *Karosserie* als Sammelbezeichnung für die Baugruppen Verkleidung, Kotflügel, Abdeckungen, Seitenverkleidung Sitzbank, Tank, Fußrastenanlage und Lenker verwendet (vgl. Abschn. 1.3). Die Karosserieauslegung ist sehr eng sowohl mit der Aerodynamik als auch mit dem Design verknüpft. Der Designeinfluss geht allerdings über die Karosserieumfänge weit hinaus. Das Design bestimmt nicht nur wesentlich die Entwurfsphase eines neuen Motorrades, das Design spielt eine zentrale Rolle in weiten Teilen des Entwicklungsprozesses. Wegen der sichtbaren Technik ist die Vernetzung zwischen Technik und Design beim Motorrad sogar teilweise enger als beim Automobil.

13.1 Design als integraler Bestandteil der Motorradentwicklung

Das Design ist von elementarer Bedeutung für den Markterfolg von Motorrädern. Kaufentscheidungen werden zu einem bedeutenden Teil emotional gefällt und über Gefallen und Nicht-Gefallen entscheidet wesentlich der visuelle Eindruck. Durch die Formensprache wird das Motorrad positioniert, sie ist darüber hinaus auch Ausdruck der Identität, des Anspruches und des Selbstverständnisses des Herstellers, Abb. 13.1.

Beim Design geht es nicht allein um Ästhetik und Eleganz im Sinne von vordergründigem „schönen Aussehen“. Ein gelungenes Design steht für eine Botschaft und ein Versprechen, das natürlich durch die Technik und die Eigenschaften erfüllt werden muss. Die BMW R 1200 GS ist ein sehr gutes Beispiel dafür, Abb. 13.2. Dynamik und Agilität sollen bereits im Stand durch das Design zum Ausdruck kommen. Aber das Motorrad soll auch eine gewisse Robustheit ausstrahlen, ohne dass Wertigkeit und Eleganz verloren gehen. Im

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2018
J. Stoffregen, *Motorradtechnik*, ATZ/MTZ-Fachbuch
https://doi.org/10.1007/978-3-658-07446-3_13



Abb. 13.1 Ducati Paningale



Abb. 13.2 BMW R 1200 GS (BMW/Arnold Debus)

Heckbereich wurde wie schon beim Vorgänger darauf geachtet, dass dieser transparent wirkt, was durch eine optisch und auch physisch leichte Gitterrohrrahmen-Struktur des Rahmens erreicht wurde. Auch der Materialmix aus Kunststoff und Aluminium in Seitenbereich gehört zu den modelltypischen Merkmalen.

Der Designprozess als Bestandteil der Motorradentwicklung umfasst aber weit mehr, als nur die Formgebung von Bauteilen. Design muss immer die technische Funktion berücksichtigen und darf diese nicht einschränken. Auch ein hoch emotionales Produkt wie das Motorrad findet keine Akzeptanz, wenn zugunsten des Aussehens die Funktionen spürbar leiden. Im Idealfall unterstützt das Design die Funktion. Die griffige Formulierung *form follows function* beschreibt dieses enge Ineinandergreifen von Funktion und Formgebung. Sie besagt, dass letztlich die Funktion die Gestaltung bestimmt und die Form die Funktion



Abb. 13.3 Frontbereich der BMW R 1150 GS Adventure (BMW/Arnold Debus)

hervorhebt. Ein sehr prägnantes Beispiel dafür findet sich bereits in der Vergangenheit bei der BMW R 1150 GS Adventure. Das Karosserieelement über dem Vorderrad, oft als „Schnabel" bezeichnet, wirkt nicht nur als Schmutzschutz nach oben, er leitet auch gezielt die anströmende Luft zum Ölkühler, der unterhalb des Scheinwerfers angeordnet ist, Abb. 13.3.

Zugleich prägt die Form dieses Bauteils das Erscheinungsbild des Fahrzeugs und ist ein typisches Wiedererkennungsmerkmal. Es war schon beim ersten GS-Modell mit Vierventilmotor, der R 1100 GS von 1994, das marken- und modellspezifische Erkennungsmerkmal dieser Groß-Enduro. Es ist ein Stilelement, das in jeder neuen Modellgeneration der GS in modifizierter Form weitergeführt wird und das als „Familienmerkmal" die GS-Modelle aller Baureihen bis herunter zum kleinsten Modell, der G 310 GS, verbindet, Abb. 13.4. Dieses Merkmal muss von Modell zu Modell und von Generation zu Generation verfeinert werden, ohne seinen prägenden Charakter zu verlieren.

Auch bei mechanischen Bauteilen, deren Form ausschließlich von der Technik bestimmt zu sein scheint, greifen Gestaltung und technische Anforderungen eng ineinander. Die Hinterradschwinge mit dem Hinterachsgetriebe der BMW K 1200 S, Abb. 13.5, ist eine gelungene Synthese aus eleganter Form, die Leichtigkeit ausstrahlt, und perfekter Funktion. Die hochovale Formgebung lässt die Schwinge schlank erscheinen, sie reduziert das Gewicht und gibt zugleich das erwünschte hohe Widerstandsmoment gegen die Biegebeanspruchung in der Hauptkraftrichtung. Das hohle Achsrohr im Hinterachsgetriebe trägt zur Gewichtsreduzierung bei und sorgt zugleich aufgrund seiner großen Oberfläche für eine gute Wärmeabfuhr aus dem Getriebe. Beides sind perfekte Beispiele für ein gelungenes Zusammenspiel von Technik und Design und technischer Ästhetik.

Im Produktentstehungsprozess stehen ganz zu Anfang Designskizzen. Sie sind zunächst Ausdruck einer Vision, die der Designer von dem neuen Fahrzeug hat, wenn dessen technische Inhalte lediglich in sehr groben Umrissen festgelegt sind, Abb. 13.6a,b. Diesen Entwürfen muss in Einzelfällen noch nicht einmal ein konkret formulierter Entwicklungs-



Abb. 13.4 Frontbereich als Wiedererkennungsmerkmal innerhalb der BMW GS-Familie (BMW/ Arnold Debus)

auftrag zugrunde liegen. Designer werden auch für das Vorausdenken bezahlt, es ist ihre Aufgabe, sich permanent mit Richtungen und Zeitströmungen zu beschäftigen und dieses wird in Form von Ideenskizzen und Designlinien für eventuelle zukünftige Motorräder umgesetzt.

Wenn die grundsätzliche Entscheidung für ein neues Motorradmodell getroffen wurde, wird in den nachfolgenden Entwürfen bereits das technische Konzept mehr und mehr berücksichtigt. Die Skizzen werden konkreter und die enthaltenen Designmerkmale gestalten sich zunehmend realisierbarer, Abb. 13.7. Diese Skizzen werden wahlweise auf Computer-



Abb. 13.5 Paralever und Achsantrieb der BMW K 1200 S (BMW/Arnold Debus)

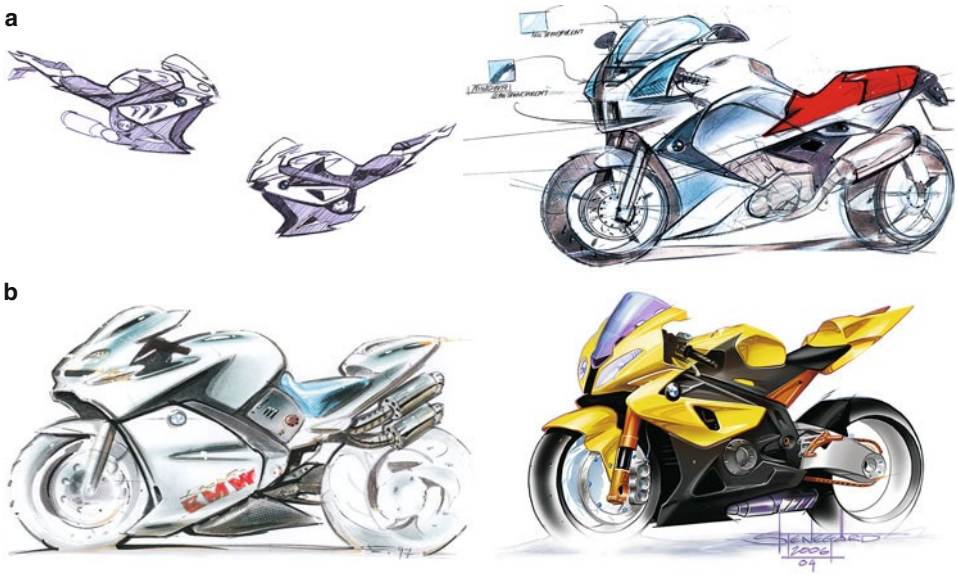


Abb. 13.6 **a** Frühe Designskizzen für Sport- und Supersportmotorräder von *BMW*; **b** Designskizzen für Sport- und Supersportmotorräder von *BMW*

Workstations mit speziellen, auf die Anforderungen von Designern zugeschnittener Software erstellt oder auch konventionell auf Papier. Die Kunst dabei ist, dass in dieser Phase der Realisierung die ursprüngliche Vision nicht verloren geht oder bis zur Unkenntlichkeit verwässert wird. Dieses bedeutet häufig ein hartes, aber letztlich konstruktives Ringen mit den beteiligten Ingenieuren. Das Fahrzeug-Gesamtkonzept wird dabei begleitend in einem Projektteam aus Designern, Ingenieuren, Marketingexperten und Kaufleuten formuliert und Schritt für Schritt konkretisiert.

Die weiteren Ausarbeitungen münden dann schließlich in ein sogenanntes Rendering (zwei-dimensional) auf Papier im Maßstab 1:1, Abb. 13.8, bzw. heute in CAD mit an-

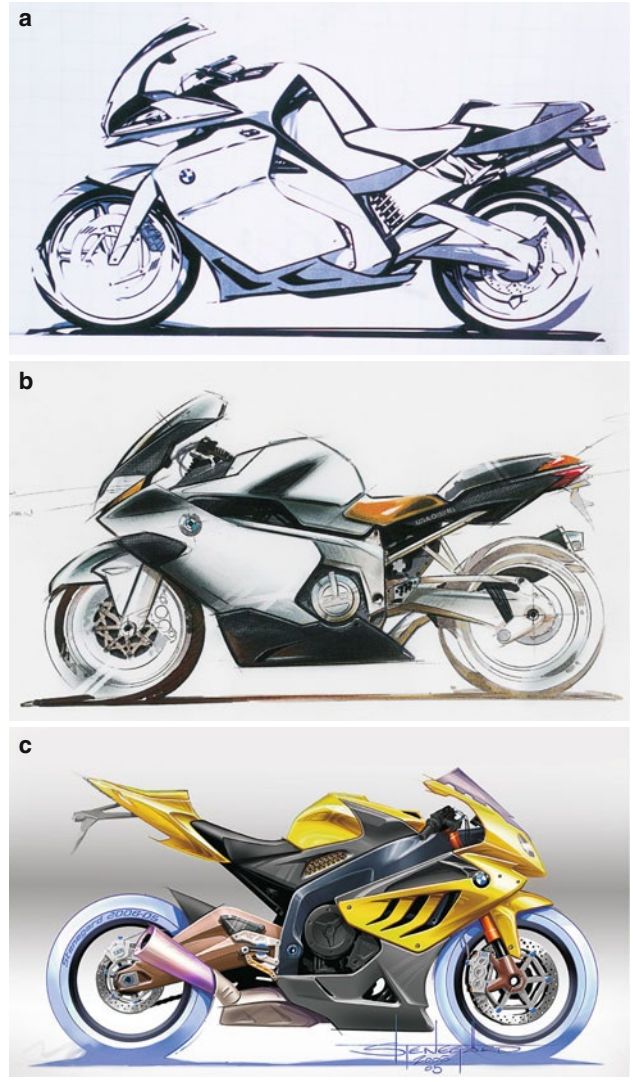


Abb. 13.7 Designskizzen mit Berücksichtigung des Technikkonzeptes (BMW)

schließender Großprojektion im Maßstab 1:1. Dieses berücksichtigt schon das Package, also sämtliche technische Gegebenheiten, wie sie für das spätere Fahrzeug vorgesehen sind im richtigen Größenverhältnis, und lässt damit eine weitere Beurteilung auch der realen Proportionen zu.

Der nächste Schritt ist dann die Herstellung eines dreidimensionalen Designmodells, das normalerweise auch im Maßstab 1:1 aufgebaut wird. Es besteht aus einem Unterbau aus Holz und Metall auf den in dicken Schichten ein spezieller Ton aufgetragen wird. Aus diesem Ton wird dann die Oberflächenform aller Karosserie- und anderer sichtbarer Teile herausgearbeitet. Dieses geschieht in aufwändiger Handarbeit. Der Designer kann also

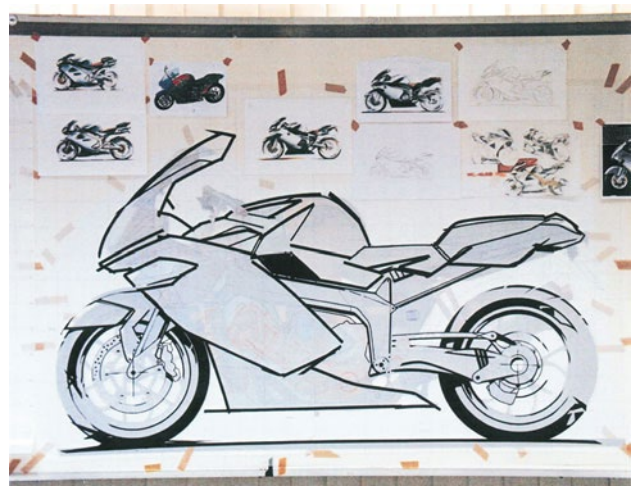


Abb. 13.8 Rendering für ein späteres Sportmotorrad von *BMW*

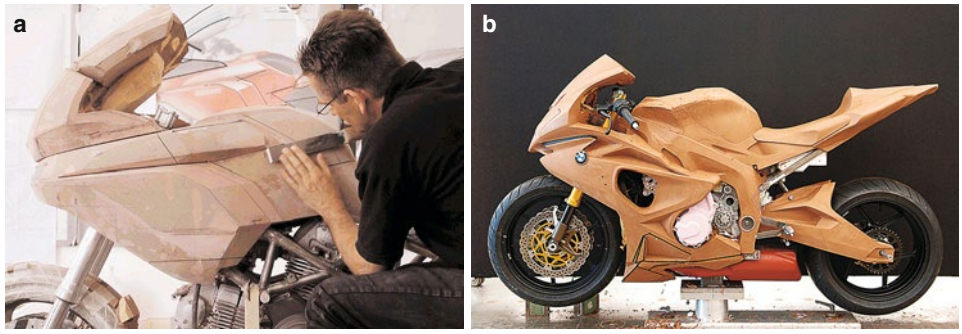


Abb. 13.9 Tonmodelle *DUCATI* 999 (a) und *BMW* S1000RR (b)

während der Modellierung noch Modifikationen vornehmen. Für wirklich perfekte Proportionen, harmonische Formen und Übergänge ist die in der Realität wahrgenommene Dreidimensionalität sowie das Zusammenspiel von visueller Beurteilung und Formgefühl während der Modellierung von Hand noch nicht ersetzbar. Das Arbeiten in einer virtuellen Umgebung mit Hilfe von Computern stellt aktuell eine Hilfe und ein unterstützendes Werkzeug dar. Möglicherweise ändert sich dieses bei der nächsten Designer-Generation, die von Kindesbeinen an mit Computern aufgewachsen sind. Es bleibt jedoch abzuwarten, ob die komplett virtuelle Designentwicklung im Computer tatsächlich das gleiche Qualitätsniveau erzielen kann.

Die Tonmodelle können in unterschiedlichem Perfektionsgrad erstellt werden. Das endgültige Modell zur Designentscheidung und Designfreigabe wird auf dem realen Fahrgestell und mit dem späteren Antriebsstrang aufgebaut. Es enthält detailliert sämtliche Oberflächendetails wie beim späteren Serienmotorrad, einschließlich der Lage von Trennfugen oder Durchbrüchen in der Verkleidung, Abb. 13.9.

Um nicht auf die reale Fertigstellung von Motor- und Fahrgestellbauteilen warten zu müssen, bedient man sich teilweise speziell angefertigter Kunststoffteile (rapid prototyping), Abb. 13.10. Diese Bauteile werden in einem speziellen Laser-Verfahren (Stereo-Lithographie/3D-Druck) direkt anhand der Konstruktionsdaten (CAD-Datensätze) erzeugt und entsprechen in Form und Abmessungen haargenau den späteren Serienteilen.

Zur endgültigen Beurteilung kann das fertige Tonmodell dann noch mit Lackfolien überzogen werden, die nahezu perfekt den Eindruck eines fertigen Motorrades erzeugen, Abb. 13.11.

Nach der endgültigen Verabschiedung des fertigen Designs (design-freeze) wird schließlich das Tonmodell in einer speziellen Messmaschine in allen drei Raumrichtungen geometrisch abgetastet. Abb. 13.10 zeigt ein älteres Modell einer solchen Messmaschine bei der Vermessung eines Prototypenaufbaus (hier *nicht* Designmodell).

Die so gewonnenen Datensätze der Raumkoordinaten, das sogenannte Datenmodell, bildet die geometrische Grundlage für die weiteren Prozessschritte der Serienentwicklung aller Karosserieteile. Aus diesen Datensätzen werden beispielweise die Fräsdaten für die

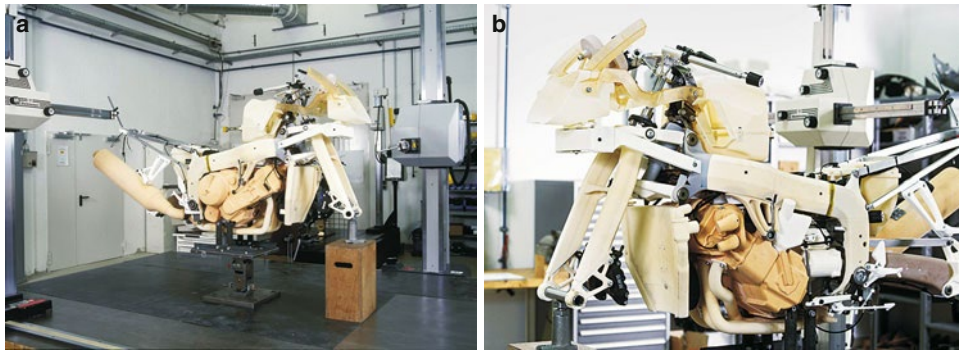


Abb. 13.10 Prototypenaufbau mit rapid prototyping Teilen



Abb. 13.11 Fertig mit Lackfolie überzogenes Designmodell für die Abnahme (BMW)

Erstellung der Werkzeugformen der Kunststoffteile wie Verkleidung, Seitendeckel, Tankabdeckung usw. gewonnen.

Neben der Designbeurteilung dienen Tonmodelle auch ersten Untersuchungen im Windkanal. Dadurch sind bereits in einem frühen Stadium die aerodynamischen Kennwerte bekannt und Veränderungen können relativ schnell und kostengünstig vorgenommen werden. Die aerodynamische Verkleidungs- und Karosserieentwicklung erfolgt jeweils in enger Zusammenarbeit mit den Designern und das endgültig verabschiedete Designmodell erfüllt dann weitestgehend bereits die Vorgaben hinsichtlich Aerodynamik und Wetterschutz.

13.2 Aerodynamik und Verkleidungsauslegung

Die Aerodynamik spielte in den weiter zurück liegenden Jahren und Jahrzehnten bei Motorrädern lediglich im Rennsport eine Rolle. Dort jedoch reichen die Versuche und die Umsetzung intuitiv gewonnener Erfahrungen sehr weit zurück. Ernst Jakob Henne stellte seinen absoluten Geschwindigkeitsweltrekord von 1937 (dieser hatte 14 Jahre Bestand) mit 279,4 km/h mit einem vollverkleideten, aerodynamisch optimierten BMW Motorrad auf, Abb. 13.12. Ohne die windschlüpfrige Verkleidung wäre es bei den damaligen Motorleistungen niemals möglich gewesen, eine derartige Geschwindigkeit zu erreichen.

Im Serienmotorradbau wurde die Aerodynamik hingegen selbst nach Beginn des neuzeitlichen Motorradbooms vernachlässigt. Der Fahrtwind wurde als naturgegebener Bestandteil des Motorradfahrens gewertet, Verkleidungen wurden lediglich von Zubehörfirmen angeboten und nur von einer kleinen Gruppe von Tourenfahrern und für Behördenmotorräder eingesetzt. Noch bis weit in die 70er-Jahre blieben verkleidete Motorräder die Ausnahme, obwohl die Leistungen der großvolumigen 4-Zylinder-Motoren bereits über 60 kW betrug und Geschwindigkeiten über 200 km/h zuließen. Mit verbesserten Fahrwerken kam dann aber der Wunsch auf, die möglichen Geschwindigkeiten auch auszufahren und damit die Notwendigkeit einer Verkleidung, die den Winddruck vom Fahrer nimmt. BMW war 1978 der erste Motorradhersteller der Welt, der mit der R 100 RS eine vollverkleidete Ma-

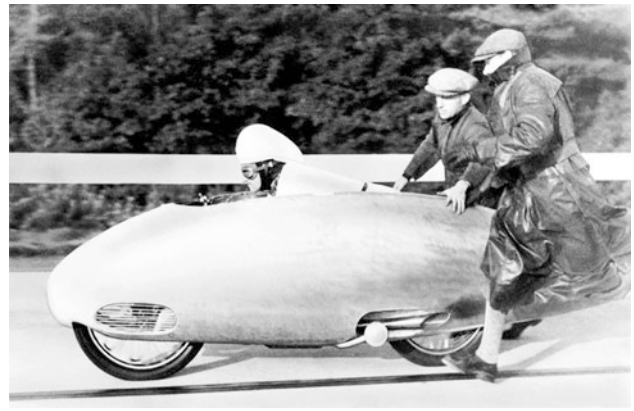


Abb. 13.12 BMW Weltrekordmaschine von Ernst Jakob Henne, 1937 (BMW Historisches Archiv)



Abb. 13.13 Vollverkleidete BMW R 100 RS, 1987 (BMW)

schine anbot, deren Verkleidung komplett im Windkanal entwickelt und von Beginn an in die Entwicklung mit einbezogen worden war, Abb. 13.13.

Erst Jahre später zogen andere Hersteller nach. Heute gehören Verkleidungen zum Motorrad, ihre Auslegung ist von Beginn an Bestandteil der Gesamtentwicklung des Fahrzeugs. Nicht nur die Entlastung des Fahrers vom Winddruck spielt eine Rolle, längst macht man sich die aero-dynamischen Kräfte – wie beim Auto – gezielt zur Verbesserung der Fahrstabilität bei hohen Geschwindigkeiten zunutze (Auftriebsreduzierung).

Zunächst denkt man im Zusammenhang mit Aerodynamik an den populären c_w-Wert, der die Strömungsgüte von Fahrzeugen in Längsrichtung kennzeichnet. In der Tat ist dies eine sehr wichtige Kennzahl, beeinflusst sie doch in entscheidendem Maße den Fahrwiderstand des Motorrades im oberen Geschwindigkeitsbereich, vgl. Kap. 2. Aber auch andere, aus der Luftströmung resultierende Kräfte, sind bedeutsam, Abb. 13.14 gibt Aufschluss über die wichtigsten aerodynamischen Kräfte am Motorrad.

Die Längskraft F_x entspricht dem Luftwiderstand, der entsprechende Formbeiwert wird heute meist als c_x-Wert (früher c_w-Wert) bezeichnet. Der Zusammenhang zwischen dem Formwert und dem Luftwiderstand wurde schon in Kap. 2 dargestellt und soll hier noch einmal kurz wiederholt werden.

$$F_x = c_x \cdot A \rightarrow c_x = F_x / A \tag{13.1}$$

A Frontfläche des Motorrades (Querspantfläche bzw. Projektionsfläche)

Die Querkraft F_y hat Bedeutung für die Seitenwindempfindlichkeit; sie wird im Windkanal mittels Schräganströmung des Motorrades ermittelt.

Für die Fahrstabilität haben die vertikalen Kräfte große Bedeutung. Üblicherweise werden diese Kräfte für Vorder- und Hinterrad getrennt betrachtet. Vertikalkräfte entstehen bei der Längsanströmung des Fahrzeugs aufgrund der Strömungsgesetze. Auf diese soll nachfolgend kurz eingegangen werden, um die Entstehung der Kräfte besser verstehen zu können.

Der Energiegehalt einer Gasströmung wird gekennzeichnet durch ihre Strömungsgeschwindigkeit w und ihren statischen Druck p. Die Energie ist längs der Strömungs-

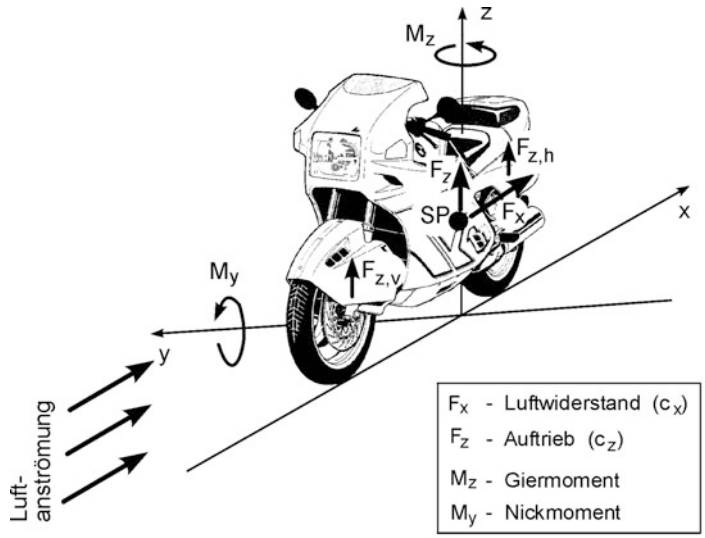


Abb. 13.14 Aerodynamische Kräfte am Motorrad

richtung konstant, wenn keine äußere Energiezufuhr stattfindet. Die zugehörige Gleichung (Bernoulli-Gleichung) lautet:

$$E = p + \rho/2 \cdot w^2 = \text{const.} \tag{13.2}$$

ρ Dichte = const.

Damit ist die Bernoulli-Gleichung nur eine spezielle Formulierung des physikalischen Grundgesetzes der Energieerhaltung. Praktisch angewendet bedeutet die Bernoulli-Gleichung, dass der Druck in einer Strömung abfällt, wenn die Geschwindigkeit zunimmt, und umgekehrt.

Das zweite physikalische Grundgesetz, das auf die Strömung angewendet werden muss, ist der Satz von der Erhaltung der Masse. Er bedeutet, dass bei einem beliebigen Prozess innerhalb der betrachteten Grenzen keine Masse verloren gehen kann oder hinzukommt. Für die Strömung lautet eine abgewandelte Form dieses Gesetzes (Kontinuitätsgleichung):

$$V_1 = V_2 = \text{const.} \tag{13.3}$$

$$w_1 \cdot A_1 = w_2 \cdot A_2 = \text{const.} \Rightarrow \frac{w_1}{w_2} = \frac{A_2}{A_1} \tag{13.3a}$$

Der Volumenstrom (bei unveränderlicher Dichte r damit auch die Masse) in einer Strömung bleibt konstant, d. h. die Strömungsgeschwindigkeiten verhalten sich umgekehrt zueinander wie die Querschnitte.

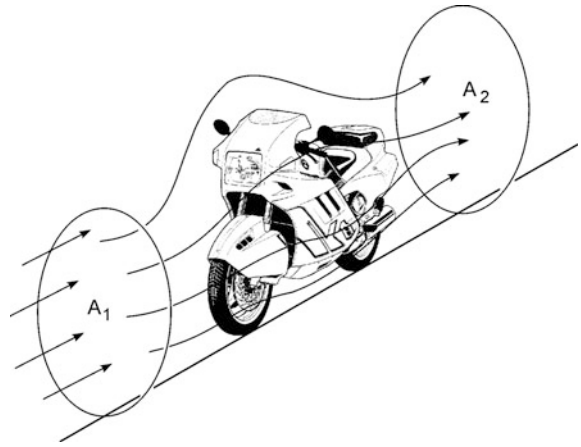


Abb. 13.15 Luftströmung am Motorrad und Entstehung des aerodynamischen Auftriebs

Wir wenden jetzt diese Grundgleichungen auf das Motorrad in einer Luftströmung an, Abb. 13.15. Die Strömung und die jeweiligen Luftteilchen seien durch die Pfeile (Stromfäden) symbolisiert.

Durch die Querschnitte der ungestörten Strömung vor dem Motorrad (A_1) und hinter dem Motorrad (A_2) muss das gleiche Luftvolumen hindurchströmen. Daher müssen alle betrachteten Luftteilchen gleichzeitig am Querschnitt A_2 ankommen. Da aber die Luftteilchen oberhalb der Verkleidung aufgrund der Umströmung der Verkleidungsscheibe und des Fahrers einen längeren Weg zurückzulegen haben, müssen sie entsprechend schneller strömen. Die Luftströmung oberhalb der Verkleidung wird also beschleunigt. Nach der Bernoulli-Gleichung bedeutet dies einen Druckabfall. Oberhalb der Verkleidung herrscht damit ein geringerer Druck als unterhalb.

Die Folge ist eine Kraft nach oben, also ein aerodynamischer Auftrieb, der die Radlasten verringert und das Motorrad ausfedern lässt. Dies ist in der Regel unerwünscht, da eine Radlastverringerung die Fahrstabilität vermindern kann. Auch die vom Rad übertragbaren Kräfte werden herabgesetzt, was sich auf die möglichen Bremskräfte (Bremsen aus hoher Geschwindigkeit) und die Seitenkräfte (Hochgeschwindigkeitskurven) negativ auswirkt. Grundsätzlich sollte also eine Verkleidung so gestaltet sein, dass der Auftrieb möglichst gering wird, bzw. sogar ein Abtrieb, d. h. eine Radlasterhöhung erzeugt wird.

Generelle Gestaltungsregeln lassen sich aber wegen der Vielfalt der Einflüsse und Effekte nur schwer angeben. Abb. 13.16 zeigt beispielhaft für einige Baugruppen und Anbauteile am Motorrad die Einflüsse auf den Luftwiderstand.

Wie im vorigen Kapitel bereits angemerkt, hängen Karosserieentwicklung und Aerodynamik naturgemäß sehr eng zusammen. Es muss während der Motorradentwicklung ein Kompromiss aus niedrigem Luftwiderstand, ausreichender Motorkühlung und Forderungen nach gutem Wind- und Wetterschutz gefunden werden.

Die optimale Form für Verkleidungen und Windschilder wird experimentell im Windkanal, Abb. 13.17, untersucht, seit neuester Zeit mit Unterstützung komplexer Berechnungsmetho-

Nr.	Bauteil	cw-Wert	Frontfläche	Gesamtauswirkung
1	Vorderradverkleidung	+	–	+
2	Seitenverkleidung mit voller Fahrer-Beinabdeckung	+	–	+
3	Motorunterverkleidung	+	–	+
4	Heckseitenverkleidung	+	o	+
5	Heckabdeckung	+	o	+
6	Rückspiegel	–	–	–
7	AbrisskanteVerkleidungsscheibe	+	–	+

Der Einfluss jeder Einzelmaßnahme auf den Luftwiderstand liegt etwa im Bereich von 0,01–0,025 ($c_w \cdot A$)

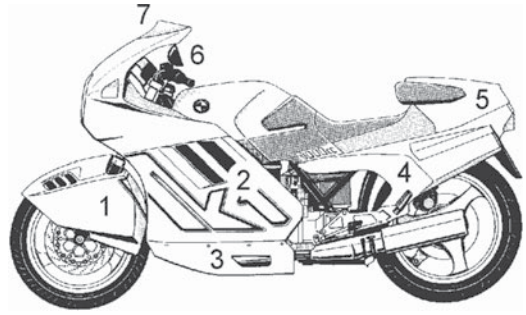


Abb. 13.16 Einflussfaktoren auf den Luftwiderstand

den, die es im Vorfeld gestatten, schon den Konstruktionsentwurf strömungsgünstig zu gestalten. Es wird immer der Kompromiss zwischen niedrigem Strömungswiderstandsbeiwert und geringem Auftrieb gesucht (Auftriebsbeiwert c_z). Denn Auftriebsverminderung, bzw. Abtriebserzeugung bedeutet häufig eine Verschlechterung des Strömungswiderstandes, da ja durch eine gezielte Strömungsumlenkung Kräfte erzeugt werden. Es darf aber nicht vergessen werden, dass die Luftströmung auch am unverkleideten Motorrad einen Auftrieb erzeugt.

Es ist unmittelbar einsichtig, dass eine Verkleidungsentwicklung immer den Fahrer und möglichst auch den Beifahrer mit einbeziehen muss. Das besondere Problem ergibt sich aus den unterschiedlichen Sitzpositionen, Körperhaltungen und Körpergrößen, die die verschiedenen Fahrer/Beifahrer einnehmen. Man versucht sich durch eine festgelegte Normalposition, die vom überwiegenden Teil der Fahrer eingenommen wird, zu behelfen und untersucht zusätzlich definierte Abweichungen davon. Besonders schwierig wird es dann, wenn auch akustische Effekte (Lautstärke im Helm) untersucht werden sollen, weil sich hierbei schon kleine Abweichungen überproportional bemerkbar machen, wie sich im Selbstversuch leicht feststellen lässt.

Die Fahrerentlastung vom Winddruck ist neben dem Komfortgewinn auch ein Sicherheitsaspekt. Sich dem Winddruck bei einer unverkleideten Maschine entgegenzustemmen beansprucht Kraft, worunter letztlich die Konzentration und damit längerfristig auch die Fahrsicherheit leidet. Die erhebliche Muskelanspannung verhindert eine unverkrampfte Lenkerführung, was sich nachteilig auf das Fahrverhalten und die Fahrpräzision auswirkt.

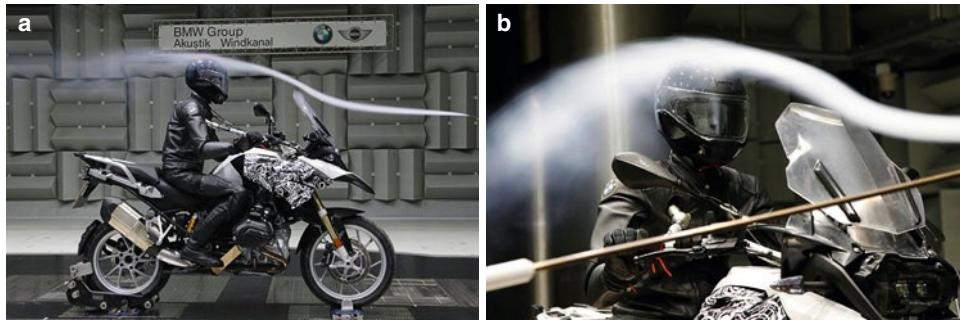


Abb. 13.17 Strömungsuntersuchungen im Windkanal (BMW)

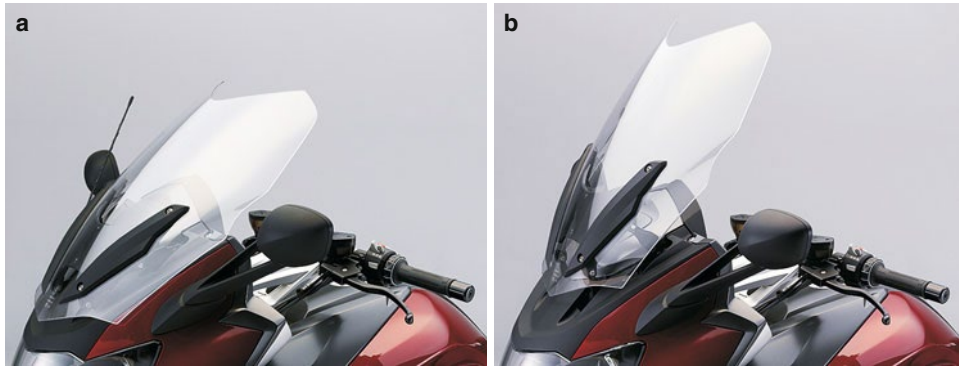


Abb. 13.18 Höhenverstellbare Verkleidungsscheibe an der BMW K 1200 GT (BMW)

Der im letzten Absatz bereits angesprochene Aspekt der Geräuschbelastung des Fahrers gewinnt zunehmend an Bedeutung. Die Luftströmung am Helm beim unverkleideten Motorrad induziert Geräuschpegel am Ohr, der den als hörschädigend geltenden Grenzwert von 90 dBA schon ab 100 km/h deutlich überschreitet. Hier kann eine entsprechend gestaltete Verkleidung Abhilfe schaffen und hier ist sicher noch nicht alles Entwicklungspotenzial ausgeschöpft. Eines der Hauptprobleme ist die unterschiedliche Fahrergröße. So empfinden viele Fahrer den Geräuschpegel gerade am verkleideten Motorrad als besonders laut, weil sich ihr Kopf genau im Turbolenzbereich der Verkleidungsscheibe befindet. Höhenverstellbare Scheiben, wie sie einige Hersteller inzwischen sogar mit elektrischer Betätigung anbieten, Abb. 13.18, sind hier eine gute Lösung. Forschungsergebnisse der letzten Jahre am Helm zeigen weitere Verbesserungsmöglichkeiten auf [13.1].

Die Untersuchungsmöglichkeiten, die neuzeitliche Berechnungsverfahren bereits während der Konstruktionsphase, aber auch parallel zu den Versuchen im Windkanal bieten, zeigt anhand ausgewählter Beispiele die nachfolgende Sequenz, Abb. 13.19. Mit einem im Rechenprogramm hinterlegten dreidimensionalen Strömungsmodell kann der Strömungsverlauf, die Strömungsgeschwindigkeit und die Druckverteilung an beliebiger

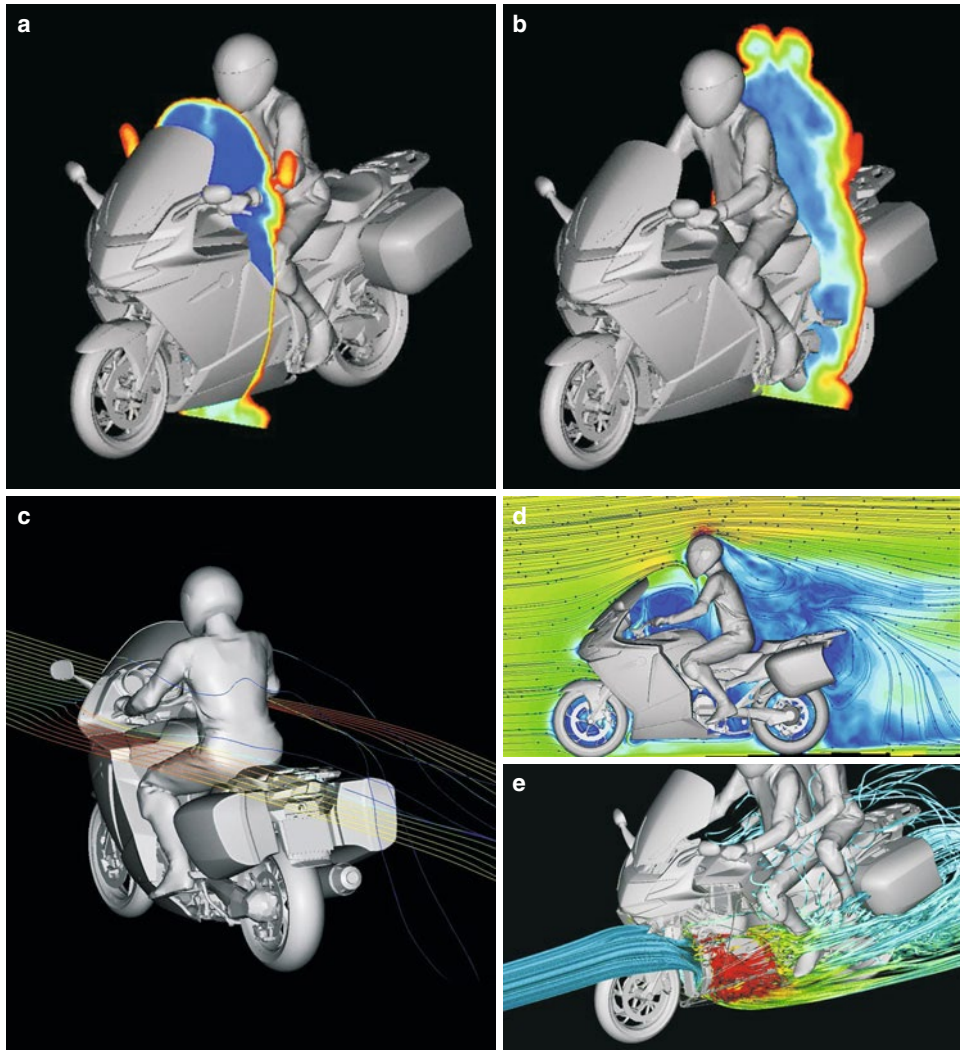


Abb. 13.19 Strömungssimulation am Computer (BMW)

Stelle des Motorrads betrachtet und ausgewertet werden. Das obere Bildpaar zeigt die Druckverteilung vor und hinter dem Fahrer, wobei Orte mit gleichem Druck die gleiche Farbe haben. Man erkennt detailliert, in welchen Bereichen die Verkleidung den Fahrer vom Winddruck abschirmt. Hinter der Verkleidung, hinter dem Fahrer und auch in der Umgebung des Fahrers herrscht noch „Windschatten“ (Unterdruck, blaue Färbung) und zu den Rändern hin nimmt der Druck von innen nach außen zu. Ein Stück hinter dem Fahrerkopf läuft die Strömung bereits wieder zusammen und der Druck erhöht sich (grünlicher Bereich).

An den Strömungslinien (mittleres Bild) ist gut erkennbar, wie der Fahrer umströmt wird und dass sich die Strömungsgeschwindigkeit um das Motorrad herum erhöht (rote Linien: längerer Weg, daher größere Geschwindigkeit). In der Seitenansicht (unteres linkes Bild) werden die verschiedenen Druckbereiche sehr anschaulich dargestellt. Man erkennt das Zusammenlaufen der Strömungslinien im Frontbereich der Verkleidung und am Kopf des Fahrers mit dem Staupunkt an der Helmoberseite, die Unterdruckgebiete hinter der Verkleidung und die leichte Wirbelbildung hinter dem Fahrer. Diese Darstellungen geben dem Konstrukteur Hinweise für die aerodynamische Ausgestaltung der Karosserie. Mit gezielten Variationen kann dann bereits am Rechner die Wirksamkeit von Maßnahmen überprüft werden. Großer Vorteil gegenüber dem Versuch im Windkanal sind die Schnelligkeit, in der die Ergebnisse verfügbar sind und die präzise Vergleichbarkeit. Auch für die Helmkonstruktion sind diese früher Ergebnisse wertvoll, können somit doch die Lufteintrittspunkte für eine wirkungsvolle Belüftung präzise festgelegt werden. Das untere rechte Bild zeigt, dass die Strömungssimulation auch für die Auslegung der Kühlung und der Abluftführung sehr hilfreich ist. Die gezielte Anströmung des Kühlers kann hier genauso untersucht werden, wie der Luftdurchsatz durch den Kühler und die Weiterleitung der heißen Kühlerabluft. Letzteres ist aus Komfortgründen sehr wichtig, um die Beaufschlagung der Beine von Fahrer/Beifahrer(in) mit dem heißen Luftstrom aus dem Kühler zu minimieren.

13.3 Fahrerplatzgestaltung und Komfort

Die wirklich ergonomische Gestaltung des Fahrerplatzes und systematische Untersuchungen dazu haben sich bei den meisten Motorradherstellern erst in jüngerer Zeit etabliert und stehen noch nicht bei allen Motorrädern im Fokus. Dabei trägt eine entspannte Sitzposition zur Wahrung der Konzentration bei und erhöht damit die Fahrsicherheit. Die Verstellbarkeit der Sitzposition – beim Automobil seit Jahrzehnten eine Selbstverständlichkeit – wäre ebenso wünschenswert wie die individuelle Einstellbarkeit von Lenker und Bedienelementen. Aber nur wenige Hersteller bieten überhaupt komplette Lösungen an.

Pionier war *BMW* als mit der Vorstellung der neuen Boxer-Baureihe im Jahre 1993 eine individuelle Verstellung von Sitzbank und Lenker in die Serie eingeführt wurde. Die Sitzhöhenverstellung mittels verschiedener Raststellungen für die Sitzbank findet sich mittlerweile bei einer Reihe von *BMW* Motorradmodellen, Abb. 13.20

Erkennbar wird dabei, dass sich bei einer Höhenverstellung naturgemäß die Spalt zu den angrenzenden Karosserieteilen ändert, was der Verstellweite gewisse Grenzen setzt, will man „optische Brüche“ in der Linienführung vermeiden. Eine Alternativlösung stellt das Angebot von Sitzbänken mit verschiedenen Polsterhöhen dar, zwischen denen der Kunde wählen kann und die ausgetauscht werden können.

Verstellbare Fußrasten finden sich hauptsächlich bei sehr sportlich ausgelegten Motorrädern. Eine elegante aber auch aufwändige Konstruktion mittels Exzenter findet sich bei der *BMW* HP2 Sport, Abb. 13.21. Vorteil dieser Lösung ist die einfache und schnelle Verstellbarkeit mit Variation in der Längsposition und Höhe.

NEUE IDEEN FÜRS MOTORRAD
TOURATECH

METZELER MOTORRADREIFEN
Touratech Partner
MOTOREX Oil of Switzerland

EVERYTHING YOU NEED FOR YOUR NEXT ADVENTURE



Der Verwendungszweck: das Abenteuer.
Das Einsatzgebiet: die ganze Welt.
Die Anforderungen: enorm hoch.

Die Belastungen, denen Motorradzubehör auf Reisen ausgesetzt ist, sind extrem. Da braucht es eine Ausrüstung auf die man sich verlassen kann. Bei uns findest du das Zubehör für Dein Motorrad.

Gratis Katalog bestellen!

WWW.TOURATECH.DE

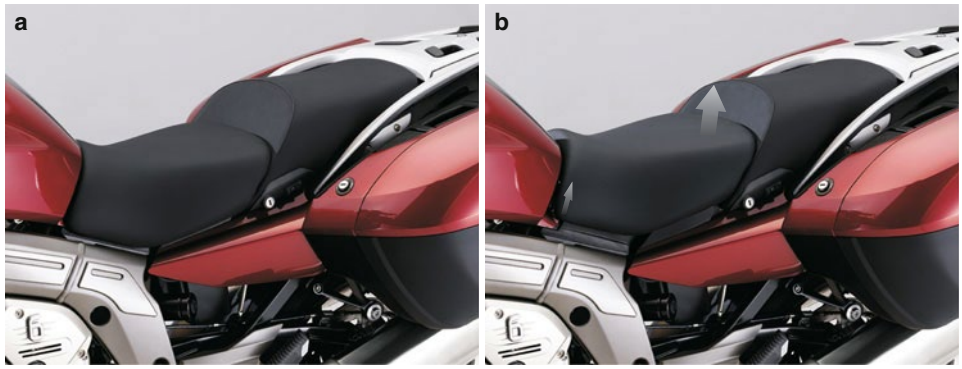


Abb. 13.20 Sitzhöhenverstellung am Beispiel der *BMW* K 1600 GT (BMW/Arnold Debus)



Abb. 13.21 Fußrastenverstellung bei der *BMW* HP2 Sport (BMW)

Bei den Handarmaturen ermöglicht die Griffweitenverstellung von Kupplungs- und Handbremshebel die Anpassung an die unterschiedlichen Handgrößen. Das ist bei vielen Motorrädern mittlerweile zum Standard geworden.

An Bedeutung gewinnt die Fahrerinformation, siehe dazu auch Abschn. 12.6. Beispielhaft ist die Anzeigenvielfalt beim 6-Zylinder-Luxustourer von BMW, der K1600GT/GTL. Es bietet ein Cockpit mit Rundinstrumenten (Tacho und Drehzahlmesser) und einem Farbdisplay mit mehreren Menüs und mehrzeiligen Anzeigen, Abb. 13.22. Hierin können alle Funktionen des Bordcomputers, des Navigationssystems und der Komfortausstattungen wie Sitz- und Griffheizung oder der elektronischen Feder-/Dämpferverstellung angezeigt werden. Bei Ausstattung des Fahrzeugs mit dem Audiosystem werden sämtliche Funktionen ebenfalls in diesem Display angezeigt. Das separat lieferbare Navigationssystem ist bereits in das Design des Cockpits integriert. Die Bedienung dieser vielen Funktionsumfänge ist mit Schaltern nicht mehr darstellbar. Es wurde daher ein motorradspezifischer Multi-Controller entwickelt, der am linken Lenker platziert ist. Die Bedienung und Ansteuerung der Menüs



Abb. 13.22 Cockpit der *BMW* K 1600 GT/GTL mit Multifunktions-Display und Multi-Controller (BMW/Arnold Debus)

in der Anzeige erfolgt sinnfällig durch Drehen und Drücken des Controllers mit dem linken Daumen, ohne dass die Hand vom Lenker genommen werden muss.

Dass sich Motorräder mit ihrer Fülle an Komfortausstattungen sowie der großen Funktionsvielfalt in Anzeige und Bedienung immer mehr vom Ursprungsgedanken des Motorrads entfernen und sich zunehmend ans Automobil anlehnen, kann man berechtigt kritisch sehen. Tatsache ist aber, dass diese Features, obwohl sie zumeist als optionale Sonderausstattung geordert und extra bezahlt werden müssen, von Kunden stark nachgefragt werden. Der Trend in diese Richtung ist aus heutiger Sicht ungebrochen. Selbstverständlich werden der Markt und der Kunde durch entsprechende Angebote auch beeinflusst, doch letztlich können Werbung und Kaufanreize nur Bedürfnisse wecken, die zumindest latent in den Käufern bereits schlummern. Jedenfalls schreitet die Entwicklung so schnell voran, dass in diesem Buch gar nicht alle neuen Entwicklungen berücksichtigt werden können.

Part VI
Individualisierung

Zubehör, Spezialteile und Fahrzeugumbauten

14

Jürgen Stoffregen

Motorräder von heute haben einen exzellenten technischen Stand und das Angebot an Serienmotorrädern zeigt eine nie dagewesene Vielfalt, die kaum Wünsche offen lässt. Dennoch gibt es eine hohe Nachfrage für Zubehör. Standen früher technische Verbesserungen bis hin zum Motortuning und kompletten Fahrwerksumbauten im Vordergrund, so sind es heute mehr die optische Aufwertung und Individualisierung des eigenen Fahrzeugs, Abb. 14.1; manchmal führt dabei der Wunsch zur Differenzierung auch zu sehr ungewöhnlichen Fahrzeugen mit gewöhnungsbedürftiger Erscheinung.

Es gibt mittlerweile ein nahezu unüberschaubares Angebot an Zubehör und Sonderteilen auch von den Motorradherstellern selber. BMW Motorrad offeriert traditionell sehr umfangreiches funktionales Zubehör, hat aber jüngst auch begonnen, den Markt für optische Aufwertung zu besetzen und bietet seit dem Herbst 2017 die Individualisierungslinie „Spezial“ mit sehr hochwertig ausgeführten Frästeilen und Speziallackierungen an, die auch ab Werk lieferbar sind, Abb. 14.2.

Traditionell stark im Customizing war und ist Harley-Davidson, mittlerweile entdecken aber weitere Hersteller dieses lukrative Geschäftsfeld, besonders die europäischen Unternehmen Triumph, KTM und Ducati haben ein umfangreiches Teilesortiment, Abb. 14.3.

Die unabhängigen Hersteller finden ihre Marktlücke bei Teilen oder Konstruktionsideen, die in der Großserienfertigung bei den Motorradfirmen produktionstechnisch oder wirtschaftlich nicht umgesetzt werden können. Einen Gesamtüberblick in einem Fachbuch zu geben ist unmöglich und verglichen mit den Informationsmöglichkeiten des Internets auch nicht sinnvoll. Es soll lediglich ein Orientierungsrahmen gegeben werden und eine Auswahl interessanter Komponenten vorgestellt werden. Auf einzelne Unternehmen, die sich durch ihre Marktbedeutung oder durch Technologieführerschaft auszeichnen, wird näher eingegangen.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2018
J. Stoffregen, *Motorradtechnik*, ATZ/MTZ-Fachbuch
https://doi.org/10.1007/978-3-658-07446-3_14



Abb. 14.1 Fahrzeugumbauten auf Basis von BMW Boxer-Modellen



Abb. 14.2 BMW Motorrad Spezial (BMW/Arnold Debus)



AM PULS DER ZEIT

SPITZENTECHNOLOGIE IN FORMVOLLENDETER SCHÖNHEIT –
AKRAPOVIČ HIGH-PERFORMANCE EXHAUST SYSTEMS.

AKRAPOVIČ

AKRAPOVIČ D.D., MALO HUDO 8A, IVANČNA GORICA, SLOWENIEN

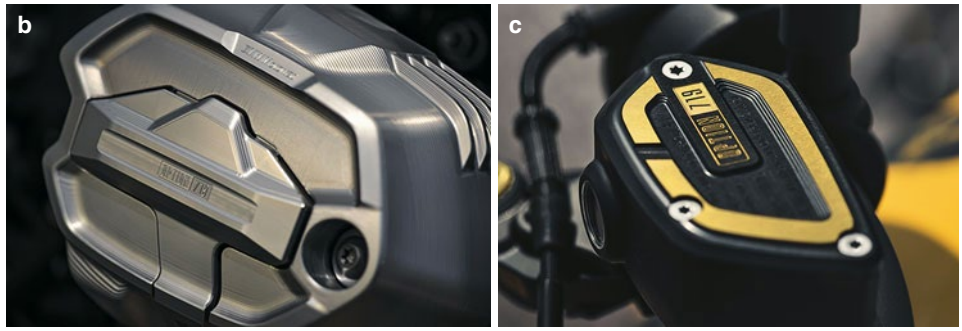


Abb. 14.2 (*Fortsetzung*)

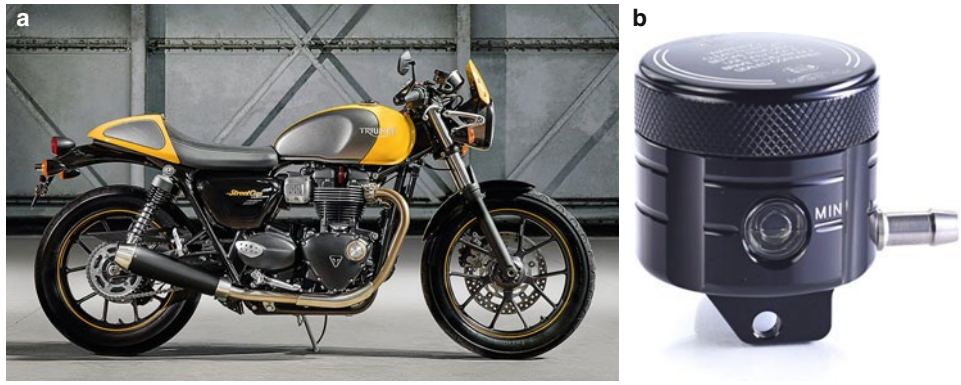


Abb. 14.3 Gefräster Bremsflüssigkeitsbehälter aus dem Triumph Zubehör-Programm

14.1 Abgasanlagen

Der beliebteste Umbau für Motorräder ist die Schalldämpferanlage. Häufiger Grund für den Tausch ist der Wunsch nach „besserem Sound“ und nach mehr Leistung, wobei dieses aber bei einigen, besonders den preiswerten Anlagen, manchmal mit einer grenzwertigen bis unzulässigen Erhöhung der Schallemission verbunden ist. Interessanterweise ist der Verkauf von zu lauten Schalldämpfern nicht verboten, selbstverständlich aber ihr Betrieb im öffentlichen Straßenverkehr. Individuelles Aussehen und Gewichtsersparnis sind weitere Kaufgründe für Nachrüst-Auspuffanlagen.

Die Serien-Abgasanlage eines modernen Hochleistungs-Motorrades ist das Ergebnis umfangreicher und aufwändiger Entwicklungsarbeit des Herstellers, gepaart mit entsprechendem Know-how. In *allen* Kriterien „*besser*“ als die Serienausführung kann und wird eine Nachrüstanlage deshalb nur in seltenen Fällen sein. Jede Serienanlage stellt immer einen Kompromiss aus Leistungs- und Drehmomentverhalten, Bauraumbedarf, Gewicht, Dauerhaltbarkeit, Aussehen, Produktionsverfahren und Produktionskosten dar. Dem Zubehörherstellern bleiben Spielräume, wenn er andere Schwerpunkte setzt als der Motorradhersteller

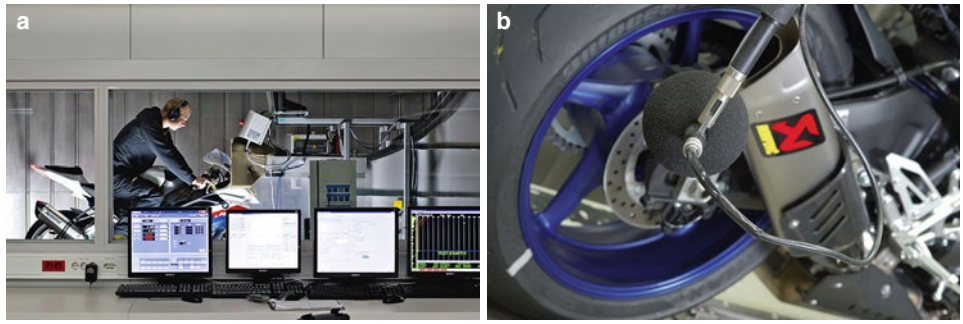


Abb. 14.4 Prüfstandmessung einer Motorrad-Auspuffanlage (BMW S1000RR) im Messlabor von Akrapovič

und beispielsweise den Kriterien Leistung und Sound zu Lasten der anderen Aspekte Vorrang einräumt. Ein Motorradhersteller muss zudem weitere Kriterien wie einfache Serienmontage, Freiräume zur Anbringung von beispielweise Koffern und eine ergonomische Gestaltung der Fußräume für Fahrer und Beifahrer berücksichtigen; hier kann ein Hersteller von Nachrüstanlagen ebenfalls kompromissloser agieren. Und letztlich kann ein Fremdhersteller mit höheren Herstellkosten operieren und bei entsprechender Preisgestaltung der Nachrüstanlage kann er dann auch leichtere (und entsprechend teure) Materialien wie Aluminium und Titan einsetzen und damit Gewichtseinsparungen an der Auspuffanlage erzielen. Wird auch noch die Krümmerführung verändert und durch spezielle Fertigungsmethoden beim Innenaufbau Kompromisse, die eine automatisierte Massenfertigung manchmal erzwingt, vermieden, können auch mit legaler Lautstärke noch Leistungszuwächse erzielt werden.

Auch für die Dauerhaltbarkeit legen die Motorradhersteller in der Regel strenge Maßstäbe an. Bei Nachrüstanlagen wird diesem Punkt hin und wieder weniger Aufmerksamkeit geschenkt. Besonders bei den preiswerten Absorptionsschalldämpfern (vgl. Abschn. 3.10) besteht die Gefahr, dass sich über die Laufzeit das Dämpfungsmaterial zunehmend zersetzt und mit dem Abgasstrom teilweise heraus geblasen wird. Damit wird der Schalldämpfer lauter, was von vielen Käufern nicht unbedingt als Nachteil gewertet wird. Im Falle einer Überprüfung hat er allerdings das Nachsehen.

Die Anbieter von Auspuffanlagen sind zu zahlenreich, um hier auf Einzelheiten ihrer Produkte eingehen zu können. Eine Sonderstellung im Markt nehmen hingegen die Abgasanlagen des slowenischen Herstellers ***Akrapovič*** ein, daher sollen dessen Produkte und das Unternehmen selbst näher vorgestellt werden[1]. Die Firma Akrapovič hat seine Wurzeln in Rennsport und ist auch heute dort noch aktiv. Zahllose Titel im Motorrad und Automobil Rennsport wurden mit Rennabgasanlagen des Unternehmens gewonnen. Die Firma selbst wurde 1991 gegründet und ist seitdem ständig gewachsen. Akrapovič beschäftigt nach

[1] Das Bildmaterial für diesen Abschnitt wurde freundlicherweise von der Fa. Akrapovič zur Verfügung gestellt, die Urheberrechte der Bilder liegen bei dem Unternehmen.

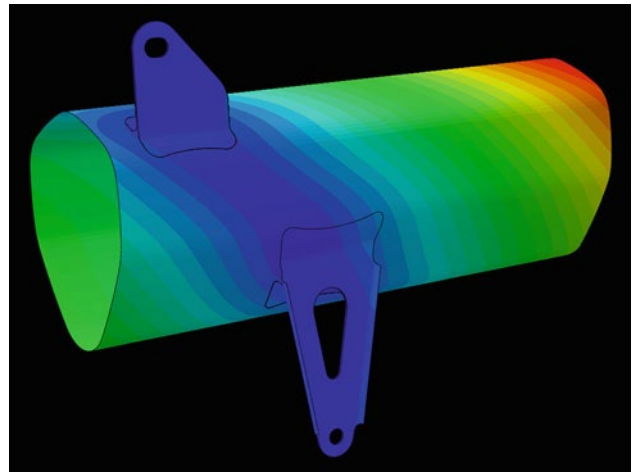


Abb. 14.5 Simulationsrechnung für eine Schalldämpferanlage

eigenen Angaben heute über 1000 Mitarbeiter und gilt als eines der renommiertesten Unternehmen auf dem Sektor der Abgasanlagen-Entwicklung und Fertigung. Ein eigenes Entwicklungszentrum entwickelt die Abgasanlagen nach modernsten Methoden und bedient sich dabei aktueller Berechnungsverfahren wie auch aufwändiger Mess- und Simulationstechnik, Abb. 14.4 und 14.5.

Die Abgasanlagen sind sehr hochwertig gefertigt, in der Regel bestehen sie aus einem Materialmix von Aluminium, Edelstahl, Titan und Carbon. Entwicklung und Produktion sind sehr eng verzahnt und innovative Produktideen können somit schnell umgesetzt werden, weil zum Teil eigene Produktionsverfahren dafür entwickelt bzw. bestehende Verfahren modifiziert wurden. Beispiel dafür ist das Hydroforming von Rohren. Herkömmliche Rohr-Biegeverfahren ermöglichen nur feste Radien, Eindrückungen und andere Verformungen müssen in nachfolgenden Produktionsschritten eingebracht werden oder durch Zusammenschweißen von Rohrstücken. Beim Hydroforming werden Rohre mittels Wasserdruck verformt, das erlaubt eine nahezu beliebige Formgestaltung von Rohren in einem Arbeitsschritt. Dadurch können die Rohre besonders leicht gestaltet werden und es können Vorteile im Strömungsverhalten realisiert werden, weil sich Querschnittsprünge und Störkanten in den Rohren vermeiden lassen. Durch die hohe eigene Fertigungstiefe beherrscht und kontrolliert das Unternehmen alle wichtigen Produktionsschritte und die entsprechenden Verfahren.

Ein Schwerpunkt und eine Spezialität von Akrapovič ist die Verarbeitung von Titan. Das Unternehmen arbeitet bei der Legierungsentwicklung sehr eng mit seinen Materiallieferanten zusammen, und so können beispielsweise in den Abgasanlagen besonders dünne (0,65 mm) hitzebeständige Titanbleche verarbeitet werden. Die parallele Weiterentwicklung und Anpassung von Schweißverfahren für diese Bleche ermöglicht eine zuverlässige Fertigung mit einer hohen optischen Güte der sichtbaren Schweißnähte.

Das Spitzenprodukt der „*Evolution Line*“ (aus Titan, einschließlich Titan-Krümmeranlage) für die BMW S1000RR, Abb. 14.6, wiegt nur noch 3,6 kg; die Gewichtsreduzie-



Abb. 14.6 Voll-Titan Abgasanlage „Evolution Line“ für die BMW S1000RR

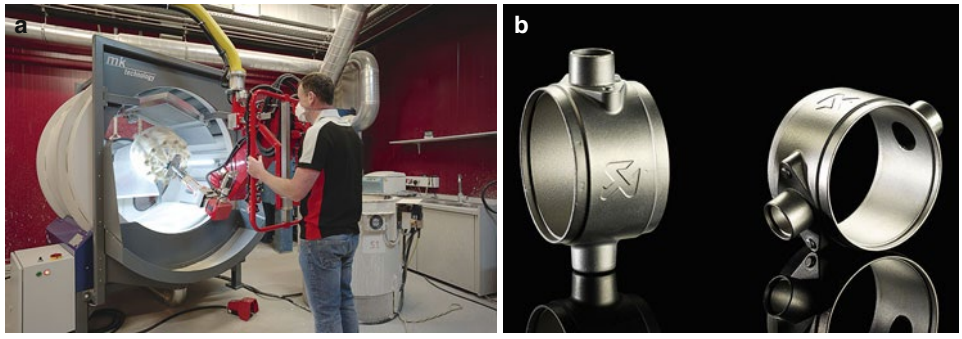


Abb. 14.7 Herstellung der Keramikformen für Titangussteile und fertige Teile aus Titanguss

rung gegenüber ihrem Serienpendant beträgt 65 % oder 6,8 kg. Allerdings ist diese Anlage für den Rennstreckenbetrieb vorgesehen und ohne Straßenzulassung.

Akrapovič hat sich zudem auf eine Gusstechnologie für Titanlegierungen spezialisiert, eigene Gussverfahren entwickelt und verfügt als einziger Abgasanlagen-Hersteller der Welt über eine eigene Titan-Gießerei. Abb. 14.7 zeigt die Herstellung von Keramikformen für Titangussteile und das Gehäuse einer Abgasklappe aus Titanguss.

Sound-Engineering ist ein elementarer Baustein innerhalb der Abgasanlagen-Entwicklung bei Akrapovič. Es wurden spezielle Messtechniken entwickelt, u. a. eine Sound-Farbtonkarte, um den Sound an den Endrohren zu erfassen und zu analysieren. Klare Zielsetzung bei jeder Entwicklung ist es, eine Soundverbesserung und ein typisches Klangbild zu erzeugen, selbstverständlich bei strengster Einhaltung aller gesetzlichen Bestimmungen für die Anlagen mit Straßenzulassung.

14.2 Verbesserungen und Spezialteile für das Fahrwerk

Im Fahrwerksbereich geht es im Wesentlichen um einen Austausch von Feder-Dämpfer-Elementen, um geänderte Räder oder um Modifikationen an Teilen der Bremsanlage, sowie um Verbesserungen der Ergonomie.


EGAL ZU WELCHER JAHRESZEIT. EGAL BEI WELCHEM WETTER.
TAKE
the
ROAD™
WITH
ROADTEC™ 01
DER ROADTEC™ 01 IST DIE NEUESTE EVOLUTION DER METZELER SPORT-TOURING-REIFEN.
MIT HOHEM GRIP AUF ALLEN STRASSENBELÄGEN UND EINER EXCELLENTEN LAUFLEISTUNG
IST ER DER PERFEKTE BEGLEITER AUF JEDER AUSFAHRT MIT IHREM MOTORRAD.
EGAL OB IM STADTVERKEHR ODER AUF LANGEN TOUREN.
METZELER.COM
METZELER
MOTORRADREIFEN
ROADTEC
01



Abb. 14.8 Beispiele von Nachrüst-Federbeinen, Telegabeln und Dämpfereinsätzen

14.2.1 Feder-Dämpferelemente

Federbeinumbauten, wie die Umrüstung auf hochwertige Komponenten mit getrennt verstellbarer Dämpfung für Zug- und Druckstufe und eine Neuabstimmung von Teleskopgabeln mittels veränderter Feder- und Dämpfereinsätze sind die verbreitetsten Verbesserungen, die beim Fahrwerk vorgenommen werden. Aber auch der komplette Austausch von Teleskopgabeln ist bei ambitionierten Sportfahrern durchaus üblich. Diese Maßnahmen erlauben eine individuelle, feinstufige Anpassung der Fahrwerksabstimmung an die eigenen Wünsche; eine Feder-Dämpfer-Abstimmung für ein Serienmotorrad muss sich am Durchschnittsfahrer orientieren. Renommierte Firmen wie ZF/*Sachs*, *Paoli*, *WP* oder *ÖHLINS*, die auch Motorradhersteller für die Erstausrüstung ihrer Motorräder beliefern, offerieren ein umfangreiches Programm, Abb. 14.8**.**

Erwähnenswert ist an dieser Stelle auch die Firma *Wilbers*. Das Unternehmen bietet nicht nur Serienteile, sondern kunden-individuelle Abstimmung von Federelementen auf der Basis von Serienbauteilen der renommierten Federbein- und Telegabelhersteller an.

Neben dem reinen Austausch von Federelementen kann mit einer Modifikation an den Feder-Dämpferelementen in gewissen Grenzen auch die Fahrgeometrie verändert werden. Durch längere Federbeine hinten zum Beispiel (sofern es die Geometrie der Hinterradschwinge und der eventuell vorhandenen Federbeinumlenkung zulässt), wird das Fahrzeugheck angehoben, das Motorrad steht „steiler“. Der Nachlauf wird dadurch kürzer, was in der Regel zu größerer Handlichkeit führt. Die höhere Frontlastigkeit mit einem höheren Heck kommt einem aktiven, sportlichen Fahrstil entgegen, vgl. Abschn. 10.2.

14.2.2 Räder

Der Austausch von Rädern erfolgt, um breitere Reifen auf entsprechend dimensionierte Felgen aufziehen zu können, aus Gewichtsgründen (verringerte ungefederte Massen) und natürlich aus optischen Gründen. Einige Motorradhersteller bieten ab Werk die Ausrüstung mit breiteren Rädern an. Rein technisch haben breite Reifen den Nachteil, dass bei gleicher Kurvengeschwindigkeit eine größere Schräglage notwendig ist (vgl. Abschn. 10.2). Der Vorteil der größeren Auflagefläche von Breitreifen lässt sich auf der Straße und im öffentlichen Verkehr kaum nutzen, wohl aber auf der Rennstrecke. Für die Rennstrecke sicher lohnend ist die Umrüstung auf hochwertige (aber teure) Leichtmetall-Schmiederäder, die aufgrund ihrer höheren Materialfestigkeit eine Gewichtsreduzierung gegenüber Gussrädern von rund 20 % erlauben. Damit gelingt es für das Vorderrad von Supersportlern in der Dimension 3,5 × 17″ ein Gewicht von knapp unter 3,5 kg zu erzielen und für das Hinterrad in der Größe 6 × 17″ von etwas mehr als 5 kg. Das Bildbeispiel zeigt ein solches Leichtbau-Schmiederad der Mannheimer Fa. PVM, Abb. 14.9.



Abb. 14.9 Schmiederad (PVM)

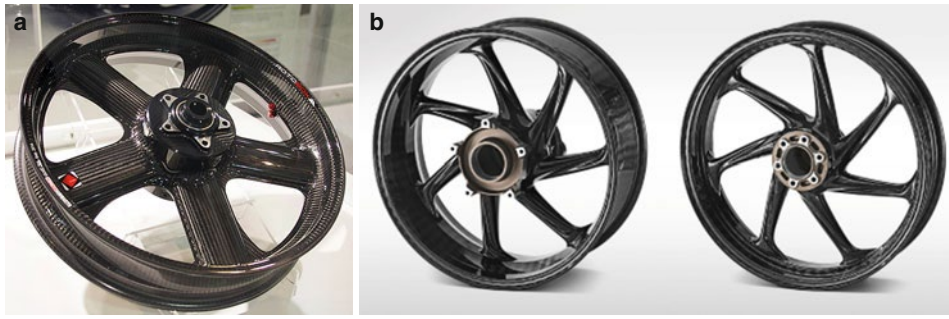


Abb. 14.10 Carbon-Räder (rechts BMW HP4 Race)

Zur weiteren Gewichtserleichterung werden für Rennsportzwecke auch Räder aus dem Werkstoff Magnesium (spezifisches Gewicht um ca. 35 % geringer als von Aluminium) und sogar aus Carbon angeboten, Abb. 14.10. Unter anderem wegen noch nicht ausreichender Erfahrung über das des Langfrist-Alterungsverhalten im normalen Betrieb und den verschiedenen Umweltbedingungen (UV-Strahlung etc.) werden aber Freigaben für den öffentlichen Straßenverkehr nur in Einzelfällen erteilt.

Für die Umrüstung auf Speichenräder gibt es ebenfalls ein umfangreiches Angebot. Hier sind es primär optische Gründe, denn für reine Straßenmotorräder bieten Speichenräder heute keine Vorteile mehr. Moderne Berechnungs- und Fertigungsmethoden haben es ermöglicht, die Radgewichte so weit zu senken, dass vergleichbare Speichenräder mittlerweile schwerer als Gussräder sind.

14.2.3 Bremsanlage

Wenngleich bei den allermeisten Sportmotorrädern bezüglich der Bremsleistung kaum mehr Wünsche offen bleiben, findet sich dennoch Raum für Verbesserungen. Der früher sehr populäre Umbau auf stahlummantelte Bremsleitungen hat an Bedeutung verloren, seit viele Motorradhersteller ihre Fahrzeuge serienmäßig damit ausrüsten. Sobald aber Umbauten am Lenker oder den Handarmaturen vorgenommen werden, müssen die Bremsleitungen individuell angepasst werden. Auch gibt es bei den stahlummantelten Leistungen natürlich sehr hochwertige Ausführungen zu Nachrüstung, auch mit drehbaren Anschlüssen, und es werden farbige Varianten angeboten, Abb. 14.11.

Eine Reihe von Firmen offerieren auch spezielle Austausch-Bremsscheiben für nahezu alle Motorräder, die auf den jeweiligen serienmäßigen Trägern befestigt werden. Mehr als Modetrend muss man die so genannten Wave-Bremsscheiben betrachten, Abb. 14.12. Deren in der Werbung teilweise versprochenen Vorteile wie bessere Bremswirkung und geringerer Verzug bei Aufheizung (weil die Wellenform die Wärmeausdehnung weniger behindern soll), konnten bisher nicht überzeugend nachgewiesen werden.

Bei Bedarf lässt sich der notwendige Ersatz der Bremsscheiben bei Verschleiß mit einer optischen Aufwertung des Motorrades kombinieren. Entsprechende Reibpaarungen in Ver-

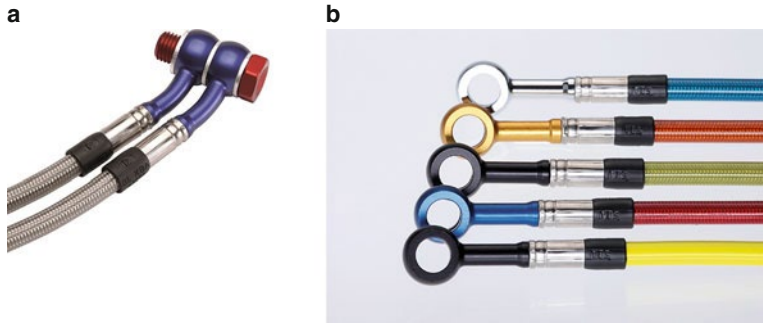


Abb. 14.11 Stahlummantelte Bremsschläuche (Fa. Spiegler Bremsentechnik GmbH)

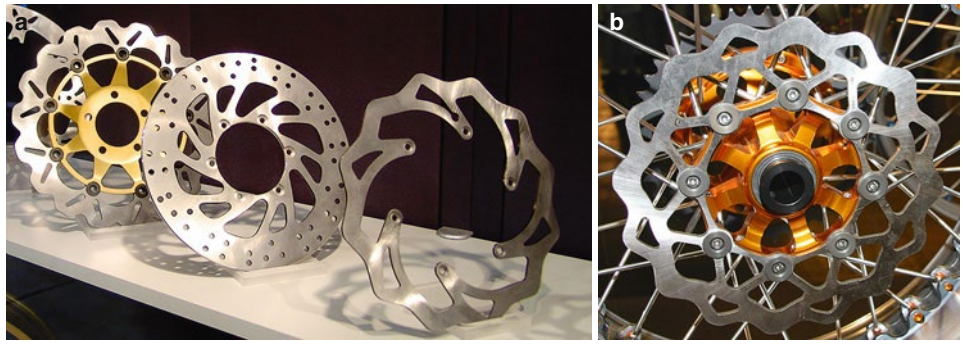


Abb. 14.12 Nachrüst-Bremsscheiben

bindung mit speziellen Bremsbelägen vorausgesetzt, kann man gegebenenfalls auch eine Verbesserung der Bremsleistung erzielen. Dabei darf allerdings nicht vergessen werden, dass die Reibpaarung Bremsscheibe-Bremsbelag immer einen Kompromiss darstellt. Idealerweise bietet eine Bremse nicht nur höchste Bremswirkung bei Nässe und Trockenheit sondern gleichzeitig auch noch beste Dosierbarkeit, spontanes Ansprechen ohne zu „giftig" zu sein, gleichgute Bremsleistung warm und kalt, Fadingfreiheit, sowie gutes Geräuschverhalten und minimalen Verschleiß. In der Realität sind Maximalwerte für alle Kriterien gleichzeitig kaum zu erreichen. Es müssen bei der Bremsenauslegung und Materialauswahl Schwerpunkte gelegt werden. Serienhersteller zum Beispiel legen ihre Bremsen – abhängig natürlich vom Marksegment – tendenziell eher etwas „gutmütiger" aus, das heißt gute Dosierbarkeit, wenig Unterschiede in der Wirkung zwischen Trockenheit und Nässe, sowie geringe Temperaturabhängigkeit. Verschleißarmut ist für Bremsen bei Serienmotorrädern ebenfalls ein wichtiges Kriterium. Fremdanbieter von Bremsbelägen hingegen, können diese durchaus einseitiger auf maximale Bremsleistung auslegen oder auch größere Unterschieden zwischen Nass- und Trocken-Bremsverhalten zulassen. Sie müssen gegebenenfalls auch auf erhöhten Verschleiß weniger Rücksicht nehmen. Damit sind sie in der Wahl der Materialpaarung von Bremsscheibe und Bremsbelag unter Umständen freier. Sicher-


HARD CORE
TECHNOLOGY
HCT
BREMSEN UND
KUPPELN
WIE DIE PROFIS
MAGURA
125 YEARS
PERFORMANCE
COMPONENTS
1893
Brems- und Kupplungssysteme auf Basis der patentierten HCT-Technologie von MAGURA verbessern das Ansprechverhalten von Bremse und Kupplung spürbar. Ob komfortbewusste Tourenfahrer, Custombike Fans oder Rennsport-Profis – je nach Anspruch stehen verschiedene Modellvarianten für die Nachrüstung zur Wahl. Mit den Radial-Armaturen HC¹und HC³ werden gute Bikes noch besser.
Weitere Infos zum hochwertigen Produktprogramm rund um Bremse, Lenker und Kupplung unter www.magura.com
POWERED WITH
HCT
HARD CORE TECH
MAGURA
MAGURA.COM



Abb. 14.13 Radial-Kolben Handbremsarmatur (MAGURA)

gestellt sein muss in jedem Fall, dass die Austausch-Komponenten eine allgemeine Betriebserlaubnis (ABE) besitzen. Generell ist bei Bremsen-Umbauten Vorsicht angebracht und man sollte aus Sicherheitsgründen nur den Angeboten renommierter Hersteller und Anbieter vertrauen.

Weitere Verbesserungen an den Bremsen lassen sich durch Umrüstung auf hochwertigere Hauptbremszylinder erzielen. Ein Beispiel aus dem Marktangebot zeigt Abb. 14.13, eine Radial-Kolben Handarmatur des deutschen Traditionsunternehmens *MAGURA,* die auch als Erstausrüster Bremsenkomponenten und Handhebel an die Motorradhersteller liefert.

Die radiale Betätigung des Geberzylinders sichert günstige Hebelverhältnisse und verlustarme Kraftübertragung, wodurch eine sehr feinfühlige Dosierbarkeit der Bremse unterstützt wird. Der konstruktive Aufbau und spezielle Dichtelemente sorgen für einen klaren und konstanten Druckpunkt auch bei harten Bremsungen. Durch eine stufenlose Verstellung über die kleine Einstellschraube lässt sich die Griffweite perfekt an die individuellen Bedürfnisse anpassen. Die Handbremsarmatur ist geeignet für ABS Bremssysteme, die besondere Anforderungen an das Dichtsystem stellen, darauf ist bei Umrüstungen unbedingt zu achten. Auch andere Hersteller, wie zum Beispiel die italienische Firma *BREMBO* oder der japanische Bremsenausrüster *NISSIN* haben ähnliche Umrüstkits im Angebot.

14.3 Fernreisezubehör

Der Markt und das Angebot für Gepäcksysteme und Fernreisezubehör haben sich in den vergangenen Jahren massiv ausgeweitet. Aus bescheidenen Anfängen, die lediglich die Notwendigkeiten des Gepäcktransports für Reisen bedienten, sind hochprofessionelle High-Tech Produkte geworden, die an Raffinesse kaum mehr Wünsche offen lassen. Sie sind in der stark gewachsenen Reiseszene mittlerweile zu einem Imagefaktor geworden.



Abb. 14.14 Produktion bei Touratech

Die im Wettbewerbervergleich vermutlich umfangreichste und qualitativ sehr hochwertige Palette bietet die im Schwarzwald beheimatete Firma *Touratech* an. Aus kleinsten Anfängen einer Garagenwerkstatt mit Einzelanfertigungen für den eigenen Bedarf und für Freunde entwickelten die beiden ehemaligen Inhaber, Herbert Schwarz und Jochen Schanz, ab 1990 schrittweise ein weltweit tätiges mittelständisches Unternehmen. Es erwirtschaftet am Hauptstandort Niedereschach mit über 200 Beschäftigen einen Jahresumsatz in zweistelliger Millionenhöhe. Mittlerweile ist das Unternehmen von einem industriellen Investor übernommen worden. Touratech ist mit eigenen Vertriebsniederlassungen in allen Kontinenten der Welt vertreten. Nahezu alles Zubehör wird mit einem Team von Ingenieuren und Praktikern, die alle selbst Motorrad begeistert sind, im Haus entwickelt und ein Großteil davon auch am Standort Niedereschach gefertigt. Darin unterscheidet sich das Unternehmen von vielen Wettbewerbern, die überwiegend Handelsunternehmen sind und Produkte weltweit einkaufen und dann unter eigenem Namen vermarkten. Die Firmenphilosophie von Touratech begründet einen hohen eigenen Qualitätsanspruch, was auch darin zum Ausdruck kommt, dass Material und Zulieferungen so gut wie ausschließlich aus Deutschland oder Europa kommen. Ob sich diese Unternehmensphilosophie bei weiter verschärftem Wettbewerb und bei Zubehör für preiswerte Motorräder in der bisherigen Konsequenz wird aufrecht erhalten lassen, wird sich in der Zukunft zeigen.

In der Eigenfertigung hat sich das Unternehmen sehr stark auf die Blechverarbeitung spezialisiert. Ein hoch moderner eigener Maschinenpark mit computergesteuerten Laser-Schneidemaschinen für Bleche, Umformmaschinen und Roboterschweißanlagen ermöglicht eine rationelle Produktion der Eigenentwicklungen, Abb. 14.14.

Abb. 14.15 zeigt eine Produktauswahl, eines der Highlights der Eigenfertigung sind die robusten und durchdacht gemachten Aluminiumkoffer der Zega-Serie. Aufgrund der hochstehende Technologie und des hohen Qualitätsniveaus fertigt Touratech unter anderem auch die Aluminiumkoffer für die GS Adventure Modelle von BMW Motorrad.

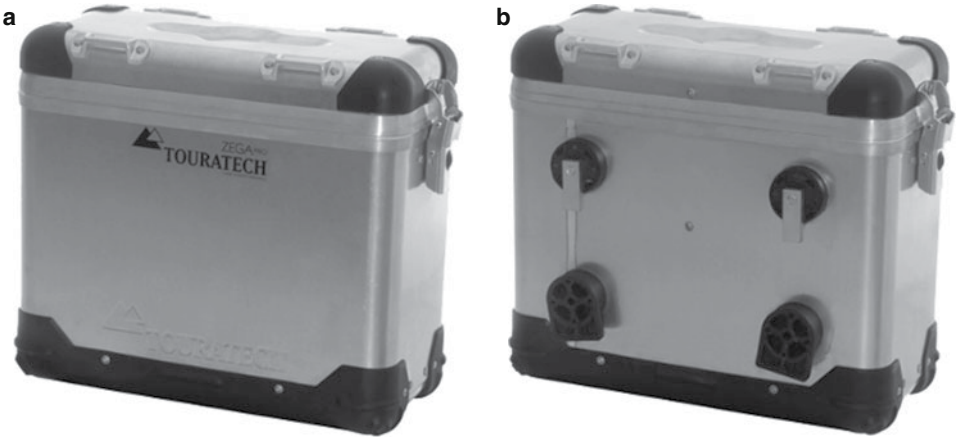


Abb. 14.15 Aluminiumkoffer und Unterfahrschutz von TOURATECH

Abb. 14.15 (*Fortsetzung*)



14.4 Komplettumbauten und Einzelanfertigungen

Wer handwerklich nicht in der Lage ist, oder keine Zeit für den Motorradumbau nach eigenen Wünschen hat, dem bieten Firmen auch Komplettumbauten beziehungsweise offerieren diese als Bausatz. Individuelle Wünsche sind dabei nur eine Frage des Geldbeutels. Das Angebot umfasst mittlerweile auch größere Designmodifizierungen, so dass man nach dem Umbau ein völlig eigenständig wirkendes Motorrad erhält. Eines von vielen Beispielen sind die Umbauten an Triumph Serien-Motorrädern einer italienischen Firma (a) und des deutschen Veredlers *LSL-Motorradtechnik* in Krefeld (b und c), Abb. 14.16**.** Im Gegensatz zum italienischen Umbau, der den Charakter eines Show-Bikes hat werden die Kreationen der Fa. LSL als voll für den Straßenverkehr zugelassene Motorräder geliefert.

Ungebrochener Beliebtheit erfreuen sich die Modifikationen der älteren BMW Enduro-Modelle mit dem Zweiventilmotor für echten Geländeeinsatz, Abb. 14.17. Die niederbayerische Firma *HPN* hat sich hier darauf spezialisiert, wirklich geländetaugliche Enduro-Umbauten in Anlehnung an die erfolgreichen Werks-Wettbewerbsmodelle von BMW zu fertigen. Wer die erforderlichen Mittel aufbringen kann, für den fertigt HPN auch Relicas der Paris-Dakar-Wettbewerbsmodelle.

Zum Schluss sollen noch zwei Motorräder vorgestellt werden, die als Einzelanfertigung gebaut wurden und nicht käuflich sind, die aber aufgrund ihrer Technologie äußerst bemerkenswert sind.

Abb. 14.18 zeigt die R1200GS Rambler, die von *Touratech* auf Basis der aktuellen BMW R1200GS mit dem wassergekühlten Boxermotor gebaut wurde, um seine ganze technologische Kompetenz zu zeigen. Mit einem Gewicht von fahrfertig knapp 200 kg wurde das Serienmotorrad um über 40 kg abgespeckt.

Touratech bediente sich für diesen Neuaufbau einiger Originalbauteilen aus dem Baukasten verschiedener BMW Boxermodelle, nahm aber auch tiefgreifende Änderungen am Basis-Fahrzeug vor und verwendete viele selbst konstruierte und gefertigte Bauteile, um das



Abb. 14.16 Umbauten auf Basis von Triumph Motorrädern (**b**, **c** Fa. LSL)

bemerkenswert niedrige Gewicht zu erreichen. So wurde der vordere Telelever durch die Telegabel der BMW F 800 GS Adventure ersetzt und mit einem Cartridge Kit von Touratech Suspension verfeinert. Rahmen und Gabelbrücken wurden entsprechend modifiziert bzw. neu angefertigt. Der Heckrahmen ist eine Leichtbau-Eigenkonstruktion aus Aluminium und hat eine teiltragende Funktion. Alles als überflüssig erachtete wurde vom Fahrzeug entfernt. Der Tank ist aus Aluminium, Vorbau und Verkleidung sowie die meisten anderen Karosserieteile sind Eigenkonstruktionen und kommen von der Tochterfirma TT-3D; sie bestehen über-



Abb. 14.17 HPN Sport auf Basis BMW Zweiventil-Boxer (Fa. HPN/Arnold Debus)



Abb. 14.18 Touratech R 1200 GS Rambler

wiegend aus leichtem Carbonfaser-Werkstoff. Die Airbox ist ebenfalls eine Eigenkonstruktion aus carbonfaserverstärktem Kunststoff. Für die Abgasanlage steuerte Akrapovič eine Sonderanfertigung aus Titan und Carbonwerkstoffen bei.



Abb. 14.19 Kohlenwerk – R 1200 GS mit kompletter Carbon-Struktur für das Fahrwerk

Noch exotischer ist der *Kohlenwerk* getaufte Umbau einer BMW R 1200 GS der Vorgängergeneration mit dem luft-ölgekühlten 4-Ventilmotor, Abb. 14.19.

Die Konstrukteure und Erbauer, *Mirko Strauch* und *Wilhelm Seidl* sind beide Diplomingenieure und haben an der Hochschule München ihr Studium der Fahrzeugtechnik erfolgreich abgeschlossen. Schon während ihres Studiums hatten sich die beiden motorradbegeisterten Enduro-Fahrer mit diesem Projekt beschäftig. Sie setzen ganz auf den carbonfaserverstärkte Kunststoffe und verwenden dieses extrem leichte und feste Material in ihrem Projekt konsequent für tragende Strukturen am kompletten Fahrwerk ein. So besteht der komplette Rahmen aus Carbon, der Tank ist in die Rahmenstruktur integriert. Alle Carbonbauteile sind fasergerecht konstruiert. Einzigartiges technologisches Highlight ist die Hinterradschwinge, die ebenfalls vollständig aus Carbonwerkstoff gefertigt wurde und ein höchst anspruchsvolles Bauteil für diesen Werkstoff darstellt. Mit umfangreichen Berechnungen, einer sorgfältigen und überlegten Konstruktion und mit vielen Tests wurde dieses Bauteil abgesichert und es hat im harten Enduro-Extremtests seine Standfestigkeit unter Beweis gestellt. Mit einem sensationell niedrigem Gewicht von fahrfertig nur 185 kg bei 19 l fassendem Tank haben die beiden Ingenieure ein technologisches Meisterwerk neuzeitlicher Motorradtechnik auf die Räder gestellt und für ihren Mut zu einem solchen Projekt gebührt ihnen höchste Anerkennung.

Anhang – Glossar technischer Grundbegriffe

Adhäsion, Adhäsionskräfte Adhäsion kann mit Haftwirkung gleichgesetzt werden. Mit Adhäsion wird eine Kraftwirkung in der Kontaktfläche zwischen zwei Körpern bezeichnet, die bewirkt, dass die Körper aneinander haften wollen. Adhäsionskräfte sind Kräfte, die zwischen den Molekülen *verschiedener* Stoffe, die im engen Kontakt miteinander stehen, auftreten. Die Stärke Adhäsion ist von verschiedenen Stoffeigenschaften und der Oberflächengestaltung abhängig. Die Verklebung von Bauteilen beispielsweise beruht auf Adhäsionskräften.

Bernoulligleichung (Abschn. 3.9.1 und 13.2) Die Bernoulligleichung beschreibt das physikalische Grundgesetz von der *Erhaltung der Energie* für den Spezialfall der Strömung. Auf eine idealisierte Strömung angewendet, bedeutet dieses Grundgesetz, dass innerhalb eines betrachteten Strömungsabschnitts der Energiegehalt der Strömung konstant bleibt. Für inkompressible Gasströmungen ohne große Höhenunterschiede wird der Energiegehalt der Strömung durch die Angabe des statischen Drucks p und der Strömungsgeschwindigkeit w gekennzeichnet. Die Bernoulligleichung lautet dann:

$$E = p + \rho/2 \cdot w^2 = \text{konstant}$$

(E = Energie, ρ = Dichte)

Wenn in einem betrachteten Strömungsabschnitt die Strömungsgeschwindigkeit ansteigt (z. B. infolge einer Querschnittsverengung → Kontigleichung), dann *muss* der Druck absinken und umgekehrt. Andernfalls würde die Energie der Strömung nicht konstant bleiben. In Vergasern z. B. wird dieser Effekt ausgenutzt. Die Querschnittsverengung im Lufttrichter erhöht die Strömungsgeschwindigkeit (Kontigleichung), wodurch der Druck absinkt. Der niedrige Druck (Unterdruck) fördert dann den Kraftstoff in den Vergaser.

Blow-by (Abschn. 3.7 und Kap. 5) (wörtlich: vorbeiblasen). Übliche Bezeichnung für das deutsche Wort *Durchblasemenge*. Bezeichnet den Volumenanteil von Gas, der bei der Verdichtung und Verbrennung infolge unvollkommener Abdichtung an den Kolbenringen vorbei ins Kurbelgehäuse gelangt (vorbeigeblasen wird).

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2018
J. Stoffregen, *Motorradtechnik*, ATZ/MTZ-Fachbuch
https://doi.org/10.1007/978-3-658-07446-3

Dauerfestigkeit (Abschn. 3.7.1 und 9.1) Die Dauerfestigkeit ist die Belastungsgrenze (der auf Dauer ertragene Wert der Belastung) für einen Werkstoff, der bei einer *schwingenden* Beanspruchung *beliebig oft* (auf Dauer) ertragen wird. Die Dauerfestigkeit bezieht sich also auf eine *dynamische* Belastung, und muss von der rein statischen Bruchfestigkeit (einmalige Belastungsfähigkeit bis zum Bruch) unterschieden werden.
Siehe auch *Wöhlerschaubild*.

Destillation (Kap. 7) Physikalisches Verfahren bei dem durch Erhitzen Bestandteile aus einer Flüssigkeit ausdampfen und durch anschließendes Abkühlen wieder verflüssigt werden. Da die Verdampfungstemperatur der verschiedenen Stoffe sich unterscheidet, können durch die Wahl der Temperatur beim Erhitzen Flüssigkeitsgemische voneinander getrennt werden.

Duktilität (Abschn. 8.3) Duktilität bedeutet im weiteren Sinne Verformbarkeit. Ein Werkstoff wird als duktil bezeichnet, wenn er sich unter hoher Belastung zunächst bleibend und sichtbar verformt, bevor es zum Bruch kommt. Eine erlittene Überbelastung wird dann sofort erkennbar. Das Gegenteil von duktil ist spröde. Bei spröden Werkstoffen kommt es bei Überbeanspruchung unmittelbar zum Bruch, ohne vorherige erkennbare Verformung. Hochfeste Werkstoffe zeigen oft ein sprödes Werkstoffverhalten, genauso viele Gusswerkstoffe. Besonders für Sicherheitsbauteile ist eher ein duktiles Werkstoffverhalten erwünscht.

Durchblasemenge -siehe *blow-by*

Eigenfrequenz (Abschn. 8.5 und 10.1) Siehe auch *Schwingung*. Wird ein schwingungsfähiges System von außen kurz angeregt und sich dann ohne weitere Anregungen oder Zwänge selbst überlassen, dann führt es eine freie Schwingung mit einer festen Frequenz aus. Diese Frequenz, die das Schwingungssystem kennzeichnet, heißt *Eigenfrequenz*. Sie berechnet sich bei einfachen Feder-Massesystemen nach folgender Gleichung:

$$f = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

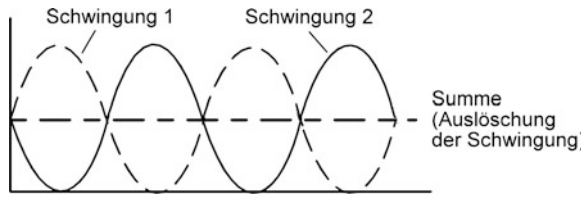
(c = Federsteifigkeit, m = Masse).
Je höher die Steifigkeit und je kleiner die Masse, desto höher ist also die Eigenfrequenz. Wenn die Anregungsfrequenz und die Eigenfrequenz des Schwingungssystems übereinstimmen, dann genügen bereits kleine (energiearme) Anregungen, um sehr große Schwingungsausschläge im System hervorzurufen. Das System kann dann überschwingen und unkontrollierte Schwingungsausschläge ausführen (Resonanz). Man ist bei vielen technischen Systemen bemüht, eine möglichst hohe Eigenfrequenz zu erzeugen, weil die meisten Anregungen im niedrigen Frequenzbereich liegen. Je größer der Frequenzabstand zwischen Anregung und Eigenfrequenz ist, desto sicherer kann der Resonanzfall ausgeschlossen werden.

Flammpunkt (Abschn. 3.4 und Kap. 7) Als Flammpunkt bezeichnet man diejenige Temperatur einer brennbaren Flüssigkeit, bei der sich soviele Dämpfe an der Oberfläche bilden, dass sich diese bei Annäherung einer Zündquelle (Flamme, Funken) entzünden. Der Flammpunkt dient zur Beurteilung der Feuergefährlichkeit einer Flüssigkeit.
Siehe auch *Zündtemperatur*

Honen (Abschn. 3.7.2) Honen ist eine Oberflächen-Feinbearbeitung für (runde) Bohrungen, bei der die Form der Bohrung nicht verändert und nur wenig Material abgetragen wird. Der Honvorgang ist der abschließende Bearbeitungsgang für die schon auf das Endmaß vorbearbeitete Bohrung. Ziel des Honens ist eine hohe Oberflächengüte, gepaart mit einer definierten Oberflächenfeinstruktur. Beim Honen wird ein spezielles Werkzeug unter einer Drehbewegung mit großem Längsvorschub in der Bohrung hin und herbewegt. Dabei erzeugt das Honwerkzeug eine Oberfläche mit feinsten Riefen, die im schrägen Winkel zur Bohrungsachse verlaufen. Bei Motoren werden vor allem die Zylinder und die Lagerbohrungen im Pleuel gehont. Die spezielle Oberflächenstruktur verbessert auch die Ölhaftfähigkeit, was bei kritischen Schmierverhältnissen sehr wichtig ist. Beim Zylinder beeinflusst die Güte des Honens den Ölverbrauch des Motors, die Abdichtung der Kolbenringe, das Einlaufund Verschleißverhalten und die Fresssicherheit des Kolbens.

Instationär (Abschn. 2.1) Instationär ist ein Vorgang, wenn er von der Zeit abhängig ist. Der Begriff wird häufig in Verbindung mit Bewegungsvorgängen, z. B. bei Gasströmungen oder bei Fahrzuständen verwendet. Ein Fahrzeug (oder eine strömende Gassäule), das (die) sich in *instationärer* Bewegung befindet, hat zu verschiedenen Zeiten unterschiedliche Geschwindigkeiten, d. h. es (sie) wird abgebremst oder beschleunigt.

Interferenz (Abschn. 3.10) Interferenz bedeutet Überlagerung. Interferenzen gibt es bei der Wellenausbreitung (z. B. Schallwellen). Werden zwei (oder mehr) Wellen gleicher Frequenz mit einer gegenseitigen Verschiebung überlagert (Phasenverschiebung), addieren sich die Wellenamplituden. Es kann zu Verstärkungseffekten oder Abschwächungen bis hin zur Auslöschung kommen. Die folgende Abbildung zeigt diesen Effekt schematisch.



Die Abschwächung bzw. Auslöschung von Wellen wird z. B. bei der Schalldämpfung im Auspuffsystem ausgenutzt.

Kinetische Energie (Abschn. 3.2; Kap. 4 und Abschn. 8.7) Die kinetische Energie (Bewegungsenergie) ist derjenige Energiegehalt, den ein massebehafteter Körper aufgrund seiner Bewegung inne hat. Sie hängt ab von der Masse (m) und der Geschwindigkeit (v) des Körpers:

$$E = 1/2\, m \cdot v^2$$

Bei Geschwindigkeitsverdoppelung vervierfacht sich also die Energie der Bewegung. Daraus resultiert z. B. eine Vervierfachung des Bremsweges, wenn die Ausgangsgeschwindigkeit verdoppelt wird.

Kontinuitätsgleichung (Abschn. 3.2.3 und Abschn. 13.2) Die Kontinuitätsgleichung (kurz Kontigleichung) beschreibt das physikalische Grundgesetz von der *Erhaltung der Masse* für den Spezialfall der Strömung. Dieses Grundgesetz besagt, dass innerhalb eines be-

trachteten Systems (innerhalb der Systemgrenzen) Masse nicht verloren gehen oder hinzukommen kann, unabhängig davon, was in dem System an Veränderungen geschieht. Am Beispiel einer Strömung durch eine Rohrleitung bedeutet dies, dass genau dieselbe Gas- oder Flüssigkeitsmenge, die in eine Rohrleitung eingeströmt ist, auch wieder ausströmen muss. Dabei spielt es dann keine Rolle, ob *innerhalb des Systems* die Gasströmung beschleunigt oder verzögert wird, ob sich der Rohrquerschnitt ändert usw. Wichtig bei der Behandlung von Strömungsvorgängen ist aber die Definition von Systemgrenzen (z. B. Anfang und Ende des Rohres), innerhalb derer man den Strömungsvorgang betrachtet.

Kraft Obwohl Kräfte und Kraftwirkungen eine selbstverständliche Alltagserfahrung sind, ist für die mechanischen Wirkungen eine Definition notwendig. Denn der Alltags-Kraftbegriff wird oft unexakt verwendet.

Eine Kraft ist eine physikalische Erscheinung, die massebehaftete Körper beschleunigt oder verformt. Eine Kraft wird eindeutig beschrieben durch ihre Größe, ihre Richtung und die Lage ihrer Wirkungslinie (Kraftvektor). Die physikalische Einheit der Kraft ist Newton [N]. Es gilt:

$$\text{Kraft} = \text{Masse} \cdot \text{Beschleunigung}$$
$$F = m \cdot a$$
$$[\text{N} = \text{kg} \cdot \text{m/s}^2]$$

Im Alltagssprachgebrauch werden Kraft und Masse oft nicht deutlich genug unterschieden. Wenn von einem Fahrzeuggewicht von 200 kg gesprochen wird, hat das Fahrzeug eine Masse von 200 kg und eine Gewichtskraft von rund 2000 N; dies wäre die korrekte Gewichtsangabe. Die Vermischung der Begriffe geschieht, weil die Gewichtskraft aller Körper auf der Erde von der Erdbeschleunigung verursacht wird, die überall gleich groß ist. Jeder Körper wiegt also auf der Erde überall gleichviel, daher ist die Gewichts(kraft)angabe in kg zwar unexakt, aber eindeutig. Es gilt:

$$\text{Gewicht} = \text{Masse} \cdot \text{Erdbeschleunigung}$$
$$G = m \cdot g = m \cdot 9{,}81\,\text{m/s}^2 \approx m \cdot 10\,\text{m/s}^2$$
$$[\text{N} = \text{kg} \cdot \text{m/s}^2]$$

Die Unterscheidung zwischen Masse und Kraft muss bei allen physikalischen Vorgängen sehr sorgfältig getroffen werden.

Oszillierend, oszillierende Massenkraft (Abschn. 3.5.2) Oszillierend bedeutet hinund hergehend. Eine Bewegung entlang einer geraden Bahn, an deren Endpunkten eine Umkehr der Bewegungsrichtung erfolgt, nennt man eine oszillierende Bewegung. Die Umkehr der Bewegung verlangt zwingend ein Abbremsen bis zum Stillstand und hernach eine Beschleunigung. Die Beschleunigung (Verzögerung) ruft an dem (massebehafteten) Körper, der die oszillierende Bewegung ausführt, (Massen)kräfte hervor. Diese Kräfte werden allgemein *oszillierende* Massenkräfte genannt. Ein typisches Beispiel für eine oszillierende Bewegung ist die Kolbenbewegung im Zylinder des Verbrennungsmotors zwischen OT und UT. Die Beschleunigungskräfte, die am Kolben wirken, wer-

den als oszillierende Massenkräfte bezeichnet. Sie wirken ausschließlich in Bewegungsrichtung, d. h. in Richtung der Zylinderachse.

Querspantfläche (Abschn. 2.1.2 und 13.2) Die Querspantfläche ist die Querschnittsfläche in der Frontansicht eines Fahrzeugs, die vom größten Fahrzeugumriss quer zur Längsachse umschlossen wird. Die Querspantfläche steht senkrecht auf der Längsebene (Ebene durch die Längsachse) des Fahrzeugs. Sie wird häufig auch als *Projektionsfläche* bezeichnet, weil sie der projizierten Fläche in der Frontansicht des Fahrzeugs entspricht.
Sie wird in der Praxis sehr genau und einfach ermittelt, indem man das Fahrzeug vor einer weißen Wand genau senkrecht und mittig von vorn beleuchtet und den Umriss des Fahrzeugschattens auf der Wand nachzeichnet. Die Schattenfläche kann dann durch Ausplanimetrieren genau ermittelt werden. Beim Motorrad gehört der Fahrer mit zum Fahrzeugumriss. Eine moderne Möglichkeit ist die Flächenermittlung aus den Computer-Zeichnungsdaten des Gesamtfahrzeugs.

Potenzreihe Allgemein bezeichnet man in der Mathematik eine Folge von Zahlen bzw. Ausdrücken, die einer bestimmten Gesetzmäßigkeit unterliegen, als Reihe. Die Glieder der Reihe werden miteinander verknüpft (z. B. als Addition); damit können dann komplizierte mathematische Funktionen durch die Reihe ersetzt werden. Da die Glieder der Reihe meist leicht zu berechnende mathematische Ausdrücke sind, können so komplizierte Funktionen näherungsweise relativ einfach berechnet werden. Die Genauigkeit der Berechnung steigt mit der Anzahl der Glieder der Reihe. Bei einer Potenzreihe sind die Glieder der Reihe Potenzfunktionen in aufsteigender Folge (wie z. B. x, x^2, x^3, usw.)

Projektionsfläche Siehe *Querspantfläche*.

Resultierende (Abschn. 10.2) Eine Resultierende ist eine gedachte Ersatzkraft für mehrere Einzelkräfte. Sie gibt mit ihrer Größe und Richtung die Gesamtwirkung an, die mehrere am Körper angreifende Kräfte verursachen. Die Resultierende wird durch geometrische Addition (Vektoraddition) der Kraftvektoren der Einzelkräfte ermittelt (Kräfteparallelogramm). Umgekehrt können durch Kraftzerlegung aus der Resultierenden auch die Einzelkräfte ermittelt werden.

Massenkraft Jeder massebehaftete Körper (damit in der Realität jedes Bauteil am Fahrzeug) unterliegt einer Kraftwirkung, wenn er beschleunigt wird, d. h. wenn sein momentaner Bewegungszustand sich ändert. Die Kraft unter der Einwirkung einer Beschleunigung wird Massenkraft genannt. Die Massenkraft wird umso größer, je höher Beschleunigung und Masse eines Körpers sind.
Siehe auch *Kraft*, *Trägheit*.

Massenträgheit Siehe *Trägheit*.

Polynom, Polynomenfunktion (Abschn. 3.2) Polynom bzw. Polynomfunktion bezeichnet in der Mathematik eine Summe aus vielen (meist einfachen) Gliedern. Eine Polynomfunktion ist also eine Summierung von mathematischen Funktionsausdrücken. Sie enthält neben Zahlenwerten bzw. Konstanten auch Funktionen von Unbekannten. Mit Polynomfunktionen können z. B. komplizierte Kurven mathematisch beschrieben werden. Die Genauigkeit der Beschreibung hängt dann von der Anzahl der Glieder des Polynoms (und der Komplexität der Funktion der Unbekannten) ab.

Pitting (Abschn. 3.2) Als Pitting werden kleinste Werkstoffausbröckelungen an der Oberfläche von Werkstücken, die einer Pressungsbeanspruchung ausgesetzt sind, bezeichnet. Pitting ensteht durch Spannungen und Werkstoffermüdung in der Oberfläche, wenn die zulässigen Flächenpressungen langandauernd überschritten werden. Pitting ist also ein Dauerschaden. Es tritt nach wenigen, kurzdauernden Lastspitzen noch nicht auf. Wenn Pittingbildung allerdings erst einmal eingesetzt hat, schreitet die Beschädigung in kurzer Zeit fort.

Schallgeschwindigkeit (Abschn. 3.2 und 4.1) Die Schallgeschwindigkeit in Gasen ist die Geschwindigkeit, mit der sich eine schwache Störung des Gaszustandes (z. B. des Drucks) im Gas ausbreitet. Die Schallgeschwindigkeit kann dabei die Transportgeschwindigkeit einer Gasströmung überlagern, und die Druckstörung kann sich unabhängig vom Gastransport ausbreiten. Schwache Druckstörungen in Gasen sind z. B. der abgestrahlte Schall in der Luft (Schallwellen in der Akustik), daher der Name. Die Höhe der Schallgeschwindigkeit (a_s) hängt von der Gasart und der Temperatur ab. Für Luft berechnet sie sich nach der Beziehung:

$$a_s = 20{,}1 \cdot \sqrt{T}\ [\mathrm{m/s}]$$

(T = absolute Temperatur in Kelvin)
Bei 0 °C beträgt die Schallgeschwindigkeit in Luft 332 m/s = 1195 km/h.
Schallwellen können sich auch in Flüssigkeiten und in Festkörpern ausbreiten. In Flüssigkeiten beträgt die Schallgeschwindigkeit ein Vielfaches der von Gasen (Wasser z. B. 1485 m/s).

Schwingung Schwingungen sind fortlaufend wiederkehrende (periodische) Zustandsänderungen. Bei mechanischen Schwingungen wird eine Masse aus ihrer Ruhelage ausgelenkt (Störung des Gleichgewichts), und rückstellende Kräfte versuchen dann, das Gleichgewicht wieder herzustellen. Ein einfaches, anschauliches Beispiel für diesen Vorgang ist ein Gewicht, das an einer Feder aufgehängt ist. Wird die Feder auseinandergezogen und dann losgelassen, schwingt das Gewicht (die Masse) um seine Ruhelage. Die Schwingausschläge aus der Ruhelage werden als die *Amplituden* der Schwingung bezeichnet. Die Anzahl der Schwingungen pro Sekunde ist die *Frequenz* der Schwingung.
Siehe auch *Eigenfrequenz*.

Seitenführungskraft (Kap. 10 und 11) Am rollenden Rad stellt sich als Reaktion auf den Radsturz (Schräglage) eine Kraft in der Reifenaufstandsfläche ein, die rechtwinklig zur Radebene wirkt. Diese Kraft wird als Sturzseitenkraft bezeichnet. Aufgrund der geometrischen Verhältnisse und Verformungen des Reifens läuft dieser auch beim Motorrad etwas schräg ab, wodurch sich ebenfalls eine Kraft rechtwinklig zur Reifenebene einstellt, die Schräglaufseitenkraft. Beide zusammen ergeben die *Seiten(führungs)kraft* am Motorradreifen. Diese hält den Reifen in der Kurve auf der Fahrbahn fest und verhindert das seitliche Wegrutschen. Ohne Aufbau der Seitenführungskraft wäre eine Kurvenfahrt nicht möglich. Ursache der Seitenkraft sind letztlich die geometrischen Abrollverhältnisse am Reifen, aus denen sich Verformungen im Reifengummi beim Einlauf des Reifens in die

Aufstandsfläche ergeben. Sie rufen Rückstellkräfte im Gummi hervor, aus denen sich die Seitenkräfte ausbilden.

Thermodynamik Die Thermodynamik (Wärmelehre) beschreibt u. a. den Ablauf und die physikalischen Gesetzmäßigkeiten von technischen Energiewandlungsprozessen, bei denen aus Wärme mechanische Arbeit gewonnen wird. Man verwendet beim Verbrennungsmotor häufig den Begriff *thermodynamisch* günstig und meint damit, dass die Energiewandlung so gesteuert wird, dass sie gemäß den Gesetzen der Thermodynamik mit bestem Wirkungsgrad (entsprechend den herrschenden Randbedingungen) abläuft.

Trägheit, Trägheitskraft Jeder Körper, der eine Eigenmasse besitzt und keinen äußeren Kräften ausgesetzt ist, hat das Bestreben, in seinem momentanen Bewegungszustand zu verharren. Das heißt, ein Körper der in Ruhe ist, bleibt ohne äußere Krafteinwirkung unbeweglich an seinem Ort. Ein Körper in Bewegung, behält seine Bewegung nach Richtung und Geschwindigkeit bei, bis ihm äußere Kräfte eine Bewegungsänderung aufzwingen. Grundsätzlich stemmt sich die Massenträgheit eines Körpers bei jeder äußeren Krafteinwirkung gegen die Änderung seines Zustandes. Die Trägheitskraft ist damit der äußeren Kraft entgegengesetzt.

Dieses *Gesetz der trägen Masse* ist ein physikalisches Grundgesetz, das allgemein und überall gültig ist und sich mit allen Beobachtungen in der Natur deckt (von selbst bewegt sich ein Gegenstand nicht). In Umkehrung dieses Gesetzes ergibt sich, dass für die Einleitung einer Bewegung bzw. die Änderung einer vorhandenen Bewegung, eine Kraft notwendig ist.

Trägheitsmoment, Massenträgheitsmoment (Abschn. 2.2) Trägheitswirkungen treten bei jeder Bewegungsänderung, so auch bei der Drehbewegung, auf. Da Drehbewegungen immer durch ein Drehmoment verursacht werden, spricht man bei der Drehbewegung vom Massenträgheitsmoment (MTM). Für das Massenträgheitsmoment spielt nicht nur die Gesamtmasse, sondern auch ihr Abstand vom Drehpunkt eine Rolle. Je größer der Abstand der Masse vom Drehpunkt ist, umso größer ist das Massenträgheitsmoment. Von zwei gleich schweren Schwungrädern (gleiche Masse) hat dasjenige ein größeres MTM, dessen Masse weiter am äußeren Rand angebracht ist.

übereutektisch (Abschn. 3.7.2) Metallische Werkstoffe sind in der Regel keine reinen Stoffe, sondern Mischungen verschiedener chemischen Elemente, die zu einem einheitlichen Werkstoff zusammengeschmolzen werden (Legierungen). Die Schmelz- und Erstarrungspunkte dieser Legierungen hängen von der Zusammensetzung der Schmelze (dem Mischungsverhältnis der Elemente) ab. Ist in der Schmelze ein Überschuss eines (oder mehrerer) Elemente vorhanden, so erstarrt die gesamte Schmelze nicht einheitlich bei einer bestimmten Temperatur, sondern vor dem Festwerden scheiden sich feste Kristalle des betreffenden Elementes in der noch flüssigen Schmelze ab. Sie verbleiben als Kristalle in der Schmelze bis zum endgültigen Festwerden der gesamten Schmelze. Im festen Zustand der Legierung sind sie dann als feinverteilte Kristalle gleichmäßig im Werkstoff vorhanden und verleihen der Legierung bestimmte, erwünschte Eigenschaften. Derartige Legierungen werden als übereutektisch bezeichnet. Aus übereutektischen

Aluminiumlegierungen mit hohem Siliziumgehalt, wie sie z. B. für Zylinderkurbelgehäuse verwendet werden, scheiden sich Primärsiliziumkristalle aus. Sie bilden an der Zylinderlaufbahn eine harte Verschleißschicht, auf der die Kolben direkt laufen können.

Vektor Ein Vektor ist eine physikalische Größe, dessen Wirkung durch den Betrag (Größenwert) und die Angabe der Richtung bestimmt wird. Vektoren heißen deshalb auch *gerichtete Größen*. Ein Beispiel für eine Vektorgröße ist die *Kraft*. Um ihre Wirkung zu beschreiben, muss man nicht nur die Höhe der Kraft kennen, sondern zusätzlich auch die Richtung, in der sie wirkt. Weitere Beispiele für Vektoren sind die Geschwindigkeit und die Beschleunigung.

Viskosität (Kap. 7) Viskosität ist allgemein definiert als der Widerstand, den eine Flüssigkeit ihrer Verformung entgegensetzt.

Zähigkeit, Fließverhalten. Das Maß für das Fließverhalten einer Flüssigkeit ist die Viskosität. Sie wird bestimmt, indem die Durchlaufzeit eines definierten Flüssigkeitsvolumens durch eine Blende (Bohrung) gemessen wird. Je kürzer diese Zeit, umso kleiner ist die Viskosität der Flüssigkeit, d. h. umso dünnflüssiger ist sie. Die Viskosität ist abhängig von der Temperatur, deshalb gehört zur Viskosität immer die Temperaturangabe. Die Viskosität von Flüssigkeiten nimmt mit der Temperatur ab.

Winkelgeschwindigkeit, Winkelbeschleunigung (Abschn. 2.2) Zur Beschreibung der Geschwindigkeit einer Drehbewegung wird der Begriff Winkelgeschwindigkeit verwendet. So wie bei der geradlinigen Bewegung die Geschwindigkeit die Zeit zum Durchlauf einer Strecke bestimmt, kennzeichnet die Winkelgeschwindigkeit die Zeit zum Durchmessen von Winkelgraden.

Winkelbeschleunigung ist die Änderung der Winkelgeschwindigkeit innerhalb einer Zeitspanne.

Wöhlerkurve, Wöhlerschaubild (Abschn. 9.1) Siehe auch *Dauerfestigkeit*.

Die Wöhlerkurven zeigen die Belastungsfähigkeit von Werkstoffen in Abhängigkeit der Belastungshöhe und Anzahl der Belastungen (Lastspielzahl). Sie werden aufgenommen, indem man Werkstoffproben einer Schwingbelastung in abgestufter Höhe bis zum Bruch aussetzt. In Abhängigkeit der Belastung ergeben sich verschiedene ertragene Lastspielzahlen. Je höher die Belastung, umso niedriger ist die Anzahl der ertragenen Lastwechsel bis zum Bruch. Die Belastung, die unendlich oft (mehr als 10 Mio. Lastwechsel) ertragen wird, wird als Dauerfestigkeit bezeichnet. Ein Beispiel für eine Wöhlerkurve zeigt Abb. 9.3.

Zündtemperatur (Abschn. 3.4) Die Zündtemperatur ist die niederste Temperatur eines Gas-Luft-Gemisches (z. B. Kraftstoffdampf mit Luft), bei der eine Verbrennung ohne äußere Wärmezufuhr von selbst fortschreitet. Die Verbrennungsgeschwindigkeit ist dann so groß, dass die Wärme aus der Verbrennung die Wärmeabfuhr an die Umgebung überwiegt. Die Verbrennung selbst muss aber auch bei der Zündtemperatur durch eine energiereiche Zündung eingeleitet werden (Funken oder Flamme).

Literatur

[1.1] *Spiegel, B.*: Die obere Hälfte des Motorrades. Motorbuch Verlag, Stuttgart, 2002.

[3.1] *van Basshuysen, R.*; *Schäfer, F.* (Hrsg.): Handbuch Verbrennungsmotor. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2012.

[3.2] *van Basshuysen, R.*; *Schäfer, F.* (Hrsg.): Lexikon Motorentechnik. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2006.

[3.3] *Ximing Dong*: Zur Berechnung des geometrischen Öffnungsquerschnitts von Kegelventilen. MTZ 46 (1985) Heft 6.

[3.4] *Bensinger, W.-D.*: Die Steuerung des Gaswechsels in schnellaufenden Verbrennungsmotoren. Konstruktionsbücher Band 16. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York 1955.

[3.5] *Lange, K.-H.*: Ermittlung einer Ventilerhebung ausgehend vom Beschleunigungsverlauf. Automobilrevue Nr. 20, 1969.

[3.6] *Schrick, P.*: Das dynamische Verhalten von Ventilsteuerungen an Verbrennungsmotoren. MTZ 31 (1970).

[3.7] *Straubel, M.*: Beitrag zur Erfassung und Beeinflussung des Schwingungsverhaltens von Nockentrieben. Dissertation TH München, 1965.

[3.8] *Kaiser, H.-J.* u. a.: Geräuschverbesserung an Mehrventilmotoren durch Modifikation an der Nockenwelle. 2. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik 1989.

[3.9] *Maas, H.; Klier, H.*: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine. Die Verbrennungskraftmaschine. Neue Folge Band 2. Springer-Verlag, Wien, New York 1981.

[3.10] Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York, 2007

[3.11] *Lang, O. R.*: Triebwerke schnellaufender Verbrennungsmotoren. Springer Verlag Berlin 1966.

[3.12] *Mettig, H.*: Die Konstruktion schnellaufender Verbrennungsmotoren. Berlin: de Gruyter, 1973.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2018
J. Stoffregen, *Motorradtechnik*, ATZ/MTZ-Fachbuch
https://doi.org/10.1007/978-3-658-07446-3

[3.13] *Thum, C.*: Zur Spezifik der Kolbensekundärbewegung in luftgekühlten Zweitakt-Kraftradmotoren und daraus resultierende Möglichkeiten und Grenzen bezüglich einer Geräuschreduzierung. Tagungsband 4. Grazer Zweiradtagung,08./09.04.91, Graz. Mitteilungen des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz, Heft 60a.

[3.14] *Walther, F.*: Dokumentarische Zusammenstellung und Bewertung aller wesentlichen Einflußparameter auf die Wärmeabfuhr luftgekühlter Motoren. Diplomarbeit Fachhochschule München, 1991.

[3.15] *Pischinger, S.*: Einfluss der Zündkerze auf Funkenentladung und Flammenkernbildung im Ottomotor. MTZ 2/1991.

[3.16] *Ruhr, W.*: Nockentriebe mit Schwinghebel. Dissertation TU Clausthal, 1985.

[3.17] *Adolph, N.; Herz, H.; Loda, H.-P.; Präckel, J.; Schmieder, M.; Weidele, A.*: Ein historischer Zweitakt-Gegenkolben-Rennmotor. Konstruktive Überarbeitung, Neuaufbau und Erprobung.

[3.18] *Yagi, S.; Fujiware, K.; Kuroki, N.*: Motorgesamtverlust und Motorleistungsmerkmale bei Viertakt-Ottomotoren. Tagungsband 4. Grazer Zweiradtagung, 08./09.04.91, Graz. Mitteilungen des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz, Heft 60a.

[3.19] *Stoffregen, J.; Biermeier, F. X.*: Die Katalysatorkonzepte für die BMW Motorräder der K-Baureihe. MTZ 53 (1992), Heft 6, S. 260–267.

[3.20] *Reif, K.*: Automobilelektronik. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2012.

[3.21] *Braess, H.-H.; Seiffert, U.* (Hrsg.): Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2011.

[4.1] *Landerl, C.* u.a.: Der Antrieb der neuen BMW S1000RR – Höchstleistung für Rennstrecke und Landstraße. 18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2009.

[5.1] *Apfelbeck, L.*: Wege zum Hochleistungs-Viertaktmotor. Motorbuch Verlag Stuttgart.

[7.1] *Brunner, Dr.*: *Ottokraftstoffe*, Anforderungen und Eigenschaften ab 2000. Shell Technischer Dienst.

[8.1] *C. Riba Romeva* u.a. : Effects of sudden slippage of the driving wheel over a swinging arm in high powered motorcycles. Mechanical solutions to avoid these effects. Tagungsband 5. Grazer Zweiradtagung, 22./23.04.93, Graz. Mitteilungen des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz, Heft 65.

[8.2] *Breuer, B.; Bill, K.-H.* (Hrsg.): Bremsenhandbuch. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2006.

[8.3] *Leister, G.*: Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2009.

[8.4] *Gold, H.* u. a.: Das neue „Air Damping System“ der BMW HP2 Enduro. In: ATZ 107 (2005), Heft 10, S. 848–857.

[9.1] *Weibel, K.-P.; Hackbart, E.-O.* : Das Motorrad und seine Komponenten im Betriebsfestigkeitslabor. 3. Fachtagung Motorrad, der VDI-Gesellschaft Fahrzeugtechnik, Darmstadt 1989, VDI Bericht Nr. 779, S. 235–258. VDI-Verlag Düsseldorf 1989.

[9.2] *Gersbach, V.; Naundorf, H.*: Versuchsmethoden für Mißbrauchstests innerhalb der Betriebsfestigkeit. VDI Berichte Nr. 632, 1987, S. 169–190. VDI-Verlag Düsseldorf.

[10.1] *Wisselmann, D.; Iffelsberger, L.; Brandlhuber, B.*: Einsatz eines Fahrdynamik-Simulationsmodells in der Motorradentwicklung bei BMW. In: ATZ 95 (1993) Heft 2.

[10.2] *Wisselmann, D.; Iffelsberger, L.*: Computergestützte Simulation der Bewegungsformen von Motorrädern im Frequenzbereich von 0–30 Hz. 3. Fachtagung Motorrad der VDI-Gesellschaft Fahrzeugtechnik, Darmstadt 1989. VDI Bericht Nr. 779, S. 205–224. VDI-Verlag Düsseldorf 1989.

[10.3] *Wisselmann, D.; Iffelsberger, L.*: Einsatz der Fahrdynamiksimulation zur Analyse und Verbesserung des Motorradlenkverhaltens. 4. Fachtagung Motorrad der VDI-Gesellschaft Fahrzeugtechnik, München 1991. VDI Bericht Nr. 875, S. 23–42. VDI-Verlag Düsseldorf 1991.

[11.1] siehe auch [3.21].

[11.2] *Heißing, B.; Ersoy, M.; Gies, S.* (Hrsg.): Fahrwerkhandbuch. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2011.

[11.3] *Tibken, M.*: Das FAG ABS M3 für Motorräder, ein Beitrag für mehr Sicherheit beim Motorrradfahren. 5. Fachtagung Motorrad der VDI-Gesellschaft Fahrzeugtechnik, Berlin 1993, VDI Bericht Nr. 1025, S. 205–225. VDI-Verlag Düsseldorf 1993.

[11.4] *Weidele, A.*: Untersuchungen zur Kurvenbremsung von Motorrädern – Gedanken zur Bremssicherheit. 3. Fachtagung Motorrad der VDI-Gesellschaft Fahrzeugtechnik, Darmstadt 1989, VDI Bericht Nr. 779, S. 303–330. VDI-Verlag Düsseldorf 1989.

[13.1] *Heyl, G.; Lindener, N.; Stadler, M.*: Akustische/aeroakustische Eigenschaften von Motorradhelmen. 5. Fachtagung Motorrad der VDI-Gesellschaft Fahrzeugtechnik, Berlin 1993, VDI Bericht Nr. 1025, S. 175–203. VDI-Verlag Düsseldorf 1993.

[13.2] *Hucho, W.-H.* (Hrsg.): Aerodynamik des Automobils. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2005.

Sachwortverzeichnis

A
Abgasanlage 251, 569
Abgasschadstoffe 93
ABS 354, 438, 473, 505, 517, 581
Absorptions-Schalldämpfer 230
Achsschenkellenkung 347
Additive 536
Aerodynamik 323, 543
Aluminiumrahmen 332
Anti-Dive-System 353
Anti-Dive-Wirkung 355
Anti-Hopping-Kupplung 273
Antriebsschlupfregelung 511, 532
API-Spezifikation 311
Arbeitsprozess 35, 37
Ausgleichswelle 117, 119
Auslassschlitz 64, 65, 69
Auslasssteuerung 73
Auspuff 39, 569
Auspuffrohrlänge 186
Auspuffschlitzhöhe 73

B
Baugruppe 12, 543
Bernoulli-Gleichung 553
Beschleunigungsklingeln 91
Beschleunigungswiderstand, rotatorischer 25
Beschleunigungswiderstand, translatorischer 24
Betriebsfestigkeit 329, 425
Betriebsfestigkeitsprüfstand 429
Bleiakku 518
Blockieren 473
Blockiergrenze 475
Bohrungsvergrößerung 256
Bordnetz 518
Boxermotor 120, 121, 188, 343, 584
Bremsanlage 412, 572
Bremsdiagramm 487
Bremsen 323, 380, 430, 473, 505, 537, 554, 580
Bremsenergie 412
Bremskraftverstärker 494
Bremssattel 353, 484
Brennraum 169, 170
Brennraumform 170
Brückenrahmen 335
Brückenrohrrahmen 340

C
CAN-Bus-System 524
Cantilever 363
Chiptuning 267
Combined Sports ABS 500

D
DEKRA 534
Design 334, 533, 543
Designskizze 545
Desmodromik 191
Detergentien 306
Diagonalreifen 423
Dieselkraftstoff 292
Diffazio-Radnabenlenkung 410
Direkteinspritzung 77
Dispergentien 307
Doppelschleifenrahmen 343

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2018
J. Stoffregen, *Motorradtechnik*, ATZ/MTZ-Fachbuch
https://doi.org/10.1007/978-3-658-07446-3

Doppelzündung 87
Drehmomentmotor 277
Drehmomentregelung 512
Drehmomentschwäche 247
Drehmomentverlauf 276
Drehmomentwandler 279
Drehschieberplatte 72
Drehzahlanpassung 272
Drehzahlgrenze 265
Drehzahlwandler 270
Drei-Wege-Katalysator 232
Dreiwellen-Schaltgetriebe 277
Drosselklappe 213, 214, 402, 427, 511, 525
Drosselklappenvergaser 211
Druckmodulator 484
Duolever 336, 438

E
Einarmschwinge 364, 438
Einlasskanal 172, 174
Einlassschlitz 64, 66
Einlasssteuerzeit 245
Einrohrdämpfer 392
Einscheibenkupplung 272
Einspritzdüse 78
Einspritzung 215, 511, 517
Entdrosselung 258
ESA-Federbein 396

F
Fahrerplatzgestaltung 558
Fahrstabilität 325, 476, 552
Fahrwerk 323, 425, 486, 517, 551, 565
Fahrwiderstand 17, 28, 552
Fahrwiderstand, instationärer 24
Fahrwiderstandsdiagramm 26, 27
Fahrwiderstandsleistung 29
Federbein 329, 575
Federbettrahmen 344
Festsattelbremse 414
Flachschiebervergaser 215
Flammenfortschritt 81, 89
Flattern 348, 452, 454
Flatterschwingung 455
Fließverbesserer 307
Fressgefahr 262
Frischgas 241
Fußrastenanlage 543

G
Gabelversteifung 350
Gasdruckdämpfer 393
Gasgeschwindigkeit 62
Gegenkolbenmotor 74
Gemisch 40, 528
Gemischdichte 41
Gemischheizwert 41, 42, 45
Gepäcksystem 323, 581
Geradeausfahrt 325, 475
Geradeausstabilität 442
Gesamtansauglänge 251
Gesamtreibungsmoment 42
Gitterrohrrahmen 340, 544
Gleichdruckvergaser 211, 214
Gleitlager 138
Glühzündung 88, 91
Gürtelreifen 423
Gussrahmen 338

H
Halbkugelbrennraum 168
Handling 419
Heizwert 41
Hinterradführung 323, 435
Hinterradschwinge 325, 346, 438, 545, 576
Hub-Bohrungsverhältnis 131, 132
Hubraumvergrößerung 257
Hubzapfen 133

I
Instrumentierung 538
Integral ABS 492

K
Kardanantrieb 281, 282, 329
Karosserie 543, 585
Kastenprofilrahmen 336
Katalysator 232, 234, 236, 237
Kerosin 292
Kettenantrieb 280, 372
Kipphebel 58
Klingeln 88
Klopfen 88
Klopffestigkeit 90, 299
Kolben 147, 150, 151, 391, 484, 581
Kolbenbeschleunigung 102

Kolbenbolzen 149
Kolbengeschwindigkeit 61, 102
Kolbenkippen 262
Kolbenkraft 99
Kolbenmasse 149
Kolbenweg 102
Komfort 331, 486, 519, 555
Komplettumbau 584
Kompressionsvolumen 42
Kontinuitätsgleichung 553
Kraftschluss 474
Kraftstoff 324, 519
Kraftstoffheizwert 42, 45
Kraftstoffmasse 41
Kreiseleigenschaft 447
Kreiselkraft 450
Krümmerrohr 251
Kühlung 364, 558
Kupplung 439, 525, 561
Kupplungsgehäuse 270
Kurbelgehäuse 39, 69, 152, 154
Kurbeltrieb 105
Kurbelwelle 107, 136, 137, 530
Kurbelwelle, gebaute 141
Kurbelwellendrehzahl 60
Kurbelwinkel 102
Kurvenbremsung 492

L
Ladungswechsel 39
Ladungswechselschleife 36
Lambdasonde 221, 528
Langarm-Schwinggabel 355
Längskraft 552
Leerlaufregelung 224
Leichtbaukolben 195
Leichtmetall-Gussrad 417
Leistungsanhebung 260
Leistungsbedarf 30
Leistungsberechnung 41
Leistungserhöhung 259
Leistungsgewicht 15
Leistungsgewinn 256, 261
Leistungssteigerung 256
Lenkeinschlag 359, 448, 449, 537
Lenker 323, 430, 498, 543, 577
Lenkerschlagen 452, 459
Lenkmoment 407, 504
Liefergraderhöhung 258, 262
Literleistung 130
Luftfilterkasten 172, 246
Luftkühlung 202, 205
Luftliefergrad 42, 43, 46, 256
Luftmasse 41
Luftströmung 552
Luftwiderstand 21, 27, 361, 474, 552
Luftwiderstandsbeiwert 22

M
MAGURA 581
Massenausgleich 110, 111, 112, 124, 126, 127, 133
Massenausgleich, oszillierender 134
Massenausgleich, rotatorischer 106
Massenkonzentration, zentrale 198
Massenkraft 33, 98, 101, 105
Massenkraft, freie 109
Massenkraft, oszillierende 104, 107
Massenkraft, rotierende 106
Massenmoment 119, 342
Mehrscheibenkupplung 272
Mehrscheiben-Ölbadkupplung 274
Membranventil 70, 71
MIL-Spezifikation 311
Mischungsschmierung 75
Moto-Cross 348
Motor 33, 323, 346, 425, 473, 505, 517, 543, 565
Motordrehzahl 42, 525
Motorhubvolumen 42
Motormoment 270, 511
Multifunktions-Display 562
MÜNCH 162

N
Nachlauf 324, 451, 576
Nachschalldämpfer 231
NIKASIL 163
Nockenauslegung 59
Nockenberechnung 58
Nockenform 50
Nockengeometrie 257
Nocken, konisch geschliffene 189
Nockenwellenauslegung 257
Nockenwellendrehzahl 60

O
Ohc-Steuerung 174, 175
ÖHLINS 575
Ohv-Steuerung 174, 184
Ölkreislauf 206
Ölpumpe 207
Ölverbrauch 261
O-Ringkette 281
Ottokraftstoff 292, 300
Ottomotor 34, 36
Ovalkolben 153

P
Paralever 383, 547
Pendeln 348, 452, 456
Pendelschwingung 459
Plattendrehschieber 72
Pleuel 141, 143, 144
Pleuel, poliertes 264
Pleuelstangenverhältnis 101, 104
Prozesswirkungsgrad 43
p-v-Diagramm 37, 40

Q
Querkraft 359, 552

R
Rad 346, 380, 474, 519, 554, 571
Radaufhängung 323, 427
Radführung 345, 435
Radnabenlenkung 362
Radsensor 486
Radstand 324, 474
Rahmen 323, 425, 528, 544, 585
Rahmenkonstruktion 330, 426
Reflexion 251
Reibungskupplung 270, 486
Reibwert 328, 476
Reifen 323, 346, 475, 576
Reifenbreite 466
Reifenschlupf 479
Rollenprüfstand 258
Rollwiderstand 17, 27, 412
ROZ-Wert 90

S
Sauganlage 246
Saugrohr 172
Saugrohrabstimmung 247
Saugrohreinspritzung 218
Saugrohrlänge 246
Schall 229, 569
Schalldämpfer 229, 251, 569
Schallgeschwindigkeit 242
Schiebervergaser 211
Schlepphebel 185
Schlepphebelsteuerung 176, 182, 183
Schlitzsteuerung 63
Schlupf 378, 478
Schmieröl 285
Schmierung 347
Schräglage 330, 429, 466, 478, 532, 576
Schwerpunktlage 324, 467
Schwimmsattelbremse 414
Seitenkraft 478
Shimmy-Effekt 452
single-wire-system 525
Sinterschmiedepleuel 145
Sitzbank 334, 543
Speichenradkonstruktion 420
Spülgebläse 74
Standardkolben 153
Steifigkeitsmessung 436
Steuerdiagramm 66, 70
Steuerkopflenkung 358
Steuerzeit 49, 244
Stoßdämpfer 351, 517
Stoßdämpferbauart 393
Stoßstangensteuerung 186
Strömungswiderstand 555
Supersportmotor 331, 547
Synthetiköl 304

T
Tassenstößel 51, 56, 188
Taumelscheiben 280
Telelever 341, 435, 585
Teleskopgabel 336, 575
Titanpleuel 146
Titanventil 266
Torsionsmoment 328, 435
Torsionssteifigkeit 335, 435
TOURATECH 583

Trockensumpfschmierung 208
Tuningkit 258
Tuningmaßnahme 261
Tunnelgehäuse 160
TÜV 534

U
Überdruckwelle 241
Überströmkanal 64, 69, 78, 394
Umfangskraft 372, 478
Umkehrspülung 67, 68
Unterdruckwelle 241
Unwuchtausgleich 106
Upside-down-Telegabel 352

V
Variomatik 279
Ventil 54, 341, 484, 587
Ventilanordnung, radiale 169, 190
Ventilbeschleunigung 53, 54, 55, 60
Ventil, Beschleunigungsverlauf 54
Ventilbetätigung 58
Ventilgeschwindigkeit 53
Ventilgröße 260
Ventilhub 50, 53, 400
Ventilöffnung 54
Ventilquerschnitt 46, 47
Ventilsitz 47
Ventilsteuerdiagramm 46
Ventilsteuerung 46, 167, 174, 175, 178
Ventilsteuerung, desmodromische 192
Ventilsteuerung, variable 193
Ventiltrieb 166, 258
Ventilüberschneidung 48, 252
Ventilwinkel 195
Verbrennung 80, 82, 87, 517
Verbrennung, klopfende 89
Verbrennungsdruck 83
Verbrennungsmotor 33, 517
Verbundrahmen 340
Verdichtungsverhältnis 260
Vergaser 210, 335
Verkehrsflächenbedarf 7
Verkleidung 323, 534, 543, 585
Verschleißschutz 302
Viertaktverfahren 35
Vierventiler 168
Viskosität 310, 392
Vorderrad-Bremskreis 498
Vorderradführung 323, 427
Vorschalldämpfer 231

W
Warmlaufregelung 224
Wasserkühler 204, 205
Wasserkühlung 202
Wave-Bremsscheibe 416, 577
Wöhlerschaubild 430

Z
Zahnriemen 283
Zahnriemenantrieb 280, 284
Zugkraft 27
Zugkraft des Motors 27
Zugkraftdiagramm 28
Zündkennlinie 86
Zündung 511, 517
Zündverstellung 84
Zündwinkel 225, 511
Zündzeitpunkt 85, 86, 512
Zweiarmschwinge 363
Zweirohrdämpfer 392
Zweitaktmotor 37, 45, 63
Zweitaktverfahren 37
Zweiventiler 167
Zylinder 152, 338, 429, 512, 551
Zylinderdruck 84
Zylinderkopf 166, 171, 179, 180, 195, 513